

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Vertikální zdvižné zařízení s tažným řemenem

Vertical Lifting Device with a Drag Belt

Student:

Jan Havelka

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Havelka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Vertikální zdvižné zařízení s tažným řemenem
Vertical Lifting Device with a Drag Belt

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete vertikální zdvižné zařízení:

1. Nosnost 500 kg
2. Rychlost zdvihu 0,2 ms⁻¹
3. Zdvih 1 200 mm
4. Zdvih bude realizován tažným řemenem

Písemná část práce bude obsahovat cca 30 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení 1*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8.
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
Katalogy ložisek.
Firemní literatura.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

v Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Havelka

Adresa trvalého pobytu studenta:

Lípy 323

Čechy pod Kosířem

798 58

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HAVELKA, J. *Vertikální zdvižné zařízení s tažným řemenem : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 53 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční řešení vertikálního zdvižného zařízení s tažným řemenem. V práci jsou popsány současné prostředky ke zvedání břemen. Dále práce obsahuje podrobný popis navrhované konstrukce, silový rozbor a pevnostní výpočty.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

HAVELKA, J. *Vertical Lifting Device with a Drag Belt : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2011, 53 p. Thesis Head: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

This bachelor thesis is focused on design solution of vertical lifting device with a drag belt. In this thesis are described current resources to lift a load. In this thesis are also included the detailed description of designed device, load analysis and strength calculations.

OBSAH

1 ÚVOD	14
2 CÍLE PRÁCE	15
3 PŘEHLED ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ	16
3.1 Podle možnosti pohybu	16
3.1.1 Stacionární	16
3.1.2 Pohyblivá	16
3.2 Podle zdvižného člene	16
3.2.1 Hydraulická	16
3.2.2 Řetězová	16
3.2.3 Lanová	16
3.2.4 Řemenová	17
3.2.4.1 Jednosloupová	17
3.2.4.2 Dvousloupová	18
3.2.4.3 Čtyřsloupová	18
4 POPIS KONSTRUKCE	19
5 ROZBOR ZATÍŽENÍ	22
5.1 Zvedací vidlice	22
5.2 Pohon a ozubený řemen	22
5.3 Hlavní nosná konstrukce	23
5.4 Protizávaží	23
6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	24
6.1 Návrh zvedací vidlice	24
6.1.1 Návrh svarových spojů	24
6.1.1.1 Svary U profilů	24
6.1.1.2 Svar plechu na tělese	26
6.1.2 Volba pojezdových kladek	28
6.1.3 Šroubové spoje	28
6.1.3.1 Kontrola šroubů pojezdových kladek	29
6.1.3.1 Kontrola šroubů připojujících řemen	31
6.2 Návrh ozubeného řemenu	31
6.3 Návrh pohonu	34
6.4 Pevnostní kontrola hřídele	36
6.4.1 Reakce, průběhy ohybových a točivých momentů, posouvajících sil	36
6.4.2 Statická kontrola hřídele	39
6.4.3 Dynamická kontrola hřídele	41
6.4.4 Pevnostní kontrola per	42
6.5 Výpočet trvanlivosti ložisek	43
6.6 Hlavní nosná konstrukce	45
6.6.1 Profily namáhané vzpěrem/tlakem a ohybem	45
6.6.2 Kontrola svarů	47
6.6.2.1 Svary připojující svislou část k U	47
6.6.2.2 Svary připojující konstrukci k opěrným nohám	48
7 ZÁVĚR	51
PODĚKOVÁNÍ	52
POUŽITÝ SOFTWARE	52
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52
SEZNAM PŘÍLOH	53

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

a	Délka	[mm]
a ₁	Velikost nosného průřezu svaru profilu U na zvedací vidlici	[mm]
a ₂	Velikost svislé části nosného průřezu svaru plechu na tělese	[mm]
a ₄	Velikost svislé části nosného průřezu svaru opěrné nohy	[mm]
a _{SKF}	Součinitel zahrnující vliv mazání na životnost ložiska	[-]
b	Délka	[mm]
b ₁	Šířka U profilu zvedací vidlice	[mm]
B ₁	Šířka koutového svaru profilu U na zvedací vidlici	[mm]
b ₂	Uvažovaná společná šířka plechu a tělesa zvedací vidlice v místě svaru	[mm]
B ₂	Uvažovaná šířka vodorovné větve svaru svaru plechu na tělese zvedací vidlice	[mm]
b ₃	Šířka svislého profilu U nosné konstrukce	[mm]
B ₃	Délka vodorovné části svaru svislého U profilu nosné konstrukce	[mm]
b ₄	Šířka svislého profilu U nosné konstrukce	[mm]
B ₄	Délka vodorovné části svaru opěrné nohy	[mm]
b _P	Šířka pera	[mm]
c	Délka	[mm]
C	Statická únosnost ložiska/pojezdové kladky v radiálním směru	[kN]
C ₀	Dynamická únosnost ložiska/pojezdové kladky v radiálním směru	[kN]
C _{0A}	Dynamická únosnost pojezdové kladky v axiálním směru	[kN]
C _A	Statická únosnost pojezdové kladky v axiálním směru	[kN]
c _{max}	součinitel vzpěrnosti	[-]
d	Průměr	[mm]
D	Průměr	[mm]
d ₂	Střední průměr závitu	[mm]
d ₃	Malý průměr závitu	[mm]
d _h	Průměr hřídele v průřezu	[mm]
d _m	Střední průměr ložiska	[mm]
d _P	Roztečný průměr řemenice	[mm]
d _s	střední průměr třecí plochy pod maticí	[mm]
e ₁	Vzdálenost krajního vlákna svaru od těžištní osy jeho průřezu	[mm]
e ₂	Vzdálenost krajního vlákna svaru od těžištní osy jeho průřezu	[mm]
F _A	Axiální síla působící na pojezdovou kladku	[N]
F _{DES}	Návrhová síla	[N]
f _H	Součinitel tření pod hlavou šroubu	[-]
F _{OBV}	Obvodová síla	[N]

F_{OS}	Celková osová síla ve šroubech	[N]
F_{OS1}	Osová síla působící na jeden šroub	[N]
f_P	Součinitel tření mezi řemenem a tělesem zvedací vidlice	[-]
F_{P12}	Síla působící na pero v hřídeli	[N]
F_{P2}	Síla působící na pero v náboji	[N]
f_{PK}	Součinitel smykového tření mezi kladkou a tělesem zvedací vidlice	[-]
F_{POSX1}	Posouvající síla na hřídeli v oblasti x_1	[N]
F_{POSX2}	Posouvající síla na hřídeli v oblasti x_2	[N]
F_{POSX3}	Posouvající síla na hřídeli v oblasti x_3	[N]
F_R	Radiální síla působící na pojezdovou kladku	[N]
F_T	Třecí síla	[N]
$F_{taž1}$	Tažná síla v řemenu na straně břemena	[N]
$F_{taž2}$	Tažná síla v řemenu na straně závaží	[N]
f_z	Součinitel tření na závitě	[-]
H_1	Délka	[mm]
h_1	Výška U profilu zvedací vidlice	[mm]
H_2	Uvažovaná společná délka plechu a tělesa zvedací vidlice v místě svaru	[mm]
h_2	Vzdálenost kraje plechu a těžištní osy svaru plechu a zvedací vidlice	[mm]
H_3	Délka svislé části svaru svislého U profilu nosné konstrukce	[mm]
h_3	Výška svislého profilu U nosné konstrukce	[mm]
H_4	Výška opěrné nohy	[mm]
h_4	Vzdálenost vnitřního kraje vodorovné části svaru opěrné nohy od jeho těžištní osy	[mm]
h_P	Výška pera	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
I	Využití převodovky	[%]
i_{min}	Minimální kvadratický poloměr průřezové plochy	[mm]
I_{SV2}	Kvadratický moment uvažované plochy průřezu svaru plechu na tělese zvedací vidlice	[mm ⁴]
I_{SVNK}	Kvadratický moment plochy svaru nosné konstrukce	[mm ⁴]
J_{min}	Minimální kvadratický moment	[mm ⁴]
k_3	Převodní součinitel koutového svaru pro kolmé složky napětí	[-]
k_4	Převodní součinitel koutového svaru pro rovnoběžné složky napětí	[-]
K_A	Dynamický součinitel nerovnoměrnosti cyklu	[-]
$K_{d\sigma}$	Součinitel dynamické bezpečnosti hřídele	[MPa]
K_{Pp}	Součinitel statické bezpečnosti těsného pera na otlačení	[mm]
K_{PR}	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu	[-]
K_{Pt}	Součinitel bezpečnosti pera ve stříhu	[-]

k_S	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_{Sh}	Statický součinitel bezpečnosti hřídele	[-]
k_{SSV1}	Součinitel bezpečnosti svaru U profilu zvedací vidlice	[-]
k_{SSV2}	Součinitel bezpečnosti svaru plechu a tělesa zvedací vidlice	[-]
k_{SSVnk}	Součinitel bezpečnosti svaru nosné konstrukce	[-]
k_{st}	Součinitel statické bezpečnosti hřídele	[MPa]
k_{Vh}	Součinitel výsledné bezpečnosti hřídele	[MPa]
k_W	Součinitel šířky řemenu	[-]
$k_{\sigma d}$	Součinitel bezpečnosti v tlaku	[-]
l	Délka	[mm]
L	Délka ramena na kterém působí tíhová síla břemena na pojezdovou kladku	[mm]
l_1	Délka U profilu zvedací vidlice	[mm]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska při 10% pravděpodobnosti poruchy	[ot·10 ⁶]
L_{10h}	Hodinová trvanlivost ložiska při 10% pravděpodobnosti poruchy	[h]
L_{10nm}	Trvanlivost ložiska při 10% pravděpodobnosti poruchy podle SKF	[ot·10 ⁶]
L_{10nmh}	Trvanlivost ložiska při 10% pravděpodobnosti poruchy podle SKF	[h]
l_2	Délka ramena tíhové síly břemene působící na svar plechu a tělesa zvedací vidlice	[mm]
l_h	Uvažovaná délka hřídele pro pevnostní výpočet	[mm]
ll	Délka ramena na kterém působí tíhová síla břemena na pojezdovou kladku	[mm]
l_O	Rameno tíhové síly od vidlice s břemenem	[mm]
l_P	Délka pera	[mm]
l_Z	Rameno tíhové síly od závaží	[mm]
m_1	Součet hmotnosti zvedací vidlice a břemena	[kg]
M_{a2}	Maximální točivý moment převodovky	[N·m]
M_{O2}	Ohybový moment na hřídeli v průřezu	[N·mm]
M_{O2X1}	Ohybový moment na hřídeli v oblasti x_1	[N·mm]
M_{O2X2}	Ohybový moment na hřídeli v oblasti x_2	[N·mm]
M_{O2X3}	Ohybový moment na hřídeli v oblasti x_3	[N·mm]
M_{ONK1}	Ohybový moment působící na svislý U profil nosné konstrukce	[N·mm]
M_{ONK2}	Ohybový moment působící na svislý U profil nosné konstrukce	[N·mm]
M_{OSV1}	Ohybový moment působící na svar U profilu zvedací vidlice	[N·mm]
M_{OSV2}	Ohybový moment působící na svar plechu a tělesa zvedací vidlice	[N·mm]
M_{TH}	Třecí moment pod hlavou šroubu	[N·mm]
M_{TZ}	Třecí moment na závitě	[N·mm]
M_U	Utahovací moment šroubu	[N·mm]

m_Z	Hmotnost protizávaží	[kg]
n_1	Otáčky elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
n_2	Otáčky hřídele	$[\text{min}^{-1}]$
P	Stoupání závitu	[mm]
P_1	Výkon elektromotoru	[kW]
p_2	Tlak na stěnu drážky pro pero v náboji	[MPa]
P_A	Ekvivalentní zatížení ložiska A	[N]
P_B	Ekvivalentní zatížení ložiska B	[N]
p_{D2}	Dovolený tlak na stěnu drážky pro pero v náboji	[MPa]
P_U	Mezní únavové zatížení ložiska	[N]
Q	Tíhová síla od břemena	[N]
Q_C	Součet tíhových sil od závaží a vidlice s břemenem	[N]
R_{AY}	Reakční síla v ložisku A	[N]
R_{BY}	Reakční síla v ložisku B	[N]
$R_{e8.8}$	Mez kluzu šroubu z materiálu 8.8	[MPa]
R_{eh}	Mez kluzu materiálu hřídele	[MPa]
R_{epv}	Mez kluzu materiálu svislého profilu U	[MPa]
R_{eSV1}	Mez kluzu materiálu U profilu zvedací vidlice	[MPa]
R_{eSV2}	Mez kluzu materiálu plechu a tělesa zvedací vidlice	[MPa]
R_{mh}	Mez pevnosti materiálu hřídele	[MPa]
R_{VA}	Výsledná reakce v ložisku A	[N]
R_{VB}	Výsledná reakce v ložisku B	[N]
S	Plocha	$[\text{mm}^2]$
S_1	Provozní faktor řemenu	[-]
s_1	Vzdálenost svarů svislých profilů nosné konstrukce	[mm]
S_2	Součinitel bezpečnosti řemene	[-]
s_2	Vzdálenost svarů opěrných noh nosné konstrukce	[mm]
S_B	Součinitel ohýbání řemenu	[-]
S_L	Součinitel zatížení řemenu	[-]
S_R	Součinitel převodu řemenu	[-]
S_S	Součinitel údržby řemenu	[-]
S_{SV1}	Plocha svaru profilu U zvedací vidlice	$[\text{mm}^2]$
S_{SV2}	Uvažovaná plocha svaru plechu a tělesa zvedací vidlice	$[\text{mm}^2]$
S_{SVNK}	Plocha svaru nosné konstrukce	$[\text{mm}^2]$
S_{TIM}	Součinitel počtu zubů řemenu v záběru	[-]
S_V	Plocha styku svislých U profilů se základovým	$[\text{mm}^2]$
t	Hloubka drážky pro pero v hřídeli	[mm]
t_1	Doba rozběhu převodovky	[s]

t_1	Hloubka drážky pro pero v náboji	[mm]
T_1	Nominální točivý moment elektromotoru	[N·m]
T_{1MAX}	Maximální točivý moment elektromotoru	[N·m]
t_2	Doba plných otáček převodovky	[s]
T_2	Točivý moment na hřídeli	[N·mm]
t_2	Velikost vodorovné části nosného průřezu svaru plechu na tělese zvedací vidlice	[mm]
t_3	Doba doběhu převodovky	[s]
t_4	Doba stání převodovky	[s]
t_4	Nosný průřez vodorovné části svaru opěrné nohy	[mm]
T_{as}	Maximální dovolená síla v řemeni	[N]
T_{as20}	Maximální dovolená síla v řemeni šířky 20mm	[N]
T_e	Ekvivalentní síla v řemenu	[N]
v	Obvodová, Zdvížná rychlost	[m·s ⁻¹]
v_{skut}	Skutečná zdvižná rychlost	[m·s ⁻¹]
W_{ONK}	Modul průřezu v ohybu svislých profilů U	[mm ²]
W_{OSV1}	Modul průřezu v ohybu svaru profilu U zvedací vidlice	[mm ³]
W_{OSV2}	Modul uvažovaného průřezu v ohybu svaru plechu a tělesa zvedací vidlice	[mm ³]
W_{SVNK}	Modul průřezu v ohybu svaru nosné konstrukce	[mm ³]
x_1	Označení oblasti pro určení namáhání hřídele	[mm]
x_2	Označení oblasti pro určení namáhání hřídele	[mm]
x_3	Označení oblasti pro určení namáhání hřídele	[mm]
Z	Počet spuštění převodovky za hodinu	[-]
α	Úhel profilu závitu	[°]
α_σ	Součinitel vrubové citlivosti pro normálové napětí	[-]
α_τ	Součinitel vrubové citlivosti pro smykové napětí	[-]
β	Součinitel tloušťky koutového svaru, součinitel koncentrace napětí	[-]
δ_v	Změna zdvižné rychlosti	[%]
ε_v	Součinitel vlivu velikosti součásti	[-]
η	Účinnost	[-]
η_C	Součinitel znečištění maziva	[-]
η_P	Součinitel vlivu opracování povrchu	[-]
η_{PK}	Účinnost pojezdové kladky	[-]
λ_{max}	Maximální štíhlost	[-]
ν	Kinematická viskozita maziva	[mm ² /s]
σ_{aO}	Amplitudové napětí hřídele	[MPa]
σ_{CO}^*	Skutečná mez únavy hřídele	[MPa]

σ_{COh}	Základní mez únavy hladkého vzorku z materiálu hřídele	[MPa]
σ_{dmax}	Maximální napětí v tlaku	[MPa]
σ_{MAXNK}	Maximální napětí na nosné konstrukci	[mm]
σ_{ONK}	Ohybové napětí svíleho profilu U	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{redSBB}	Redukované napětí hřídele v průřezu B-B	[MPa]
σ_{redSV1}	Redukované napětí ve svaru U profilu zvedací vidlice	[MPa]
σ_{redSV2}	Redukované napětí ve svaru plechu a tělesa zvedací vidlice	[MPa]
σ_{redSV2}	Redukované napětí ve svaru plechu a tělesa zvedací vidlice	[MPa]
σ_{SO}	Statické napětí v ohybu v průřezu	[MPa]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
$\tau_{//SV1}$	Rovnoběžná složka napětí působící na svar U profilu zvedací vidlice	[MPa]
$\tau_{//SV2}$	Rovnoběžná složka napětí působící na svar plechu a tělesa	[MPa]
$\tau_{\perp SV1}$	Kolmá složka napětí působící na svar U profilu zvedací vidlice	[MPa]
$\tau_{\perp SV2}$	Kolmá složka napětí působící na svar plechu a tělesa zvedací vidlice	[MPa]
τ_{DP}	Dovolené napětí pera ve střihu	[mm]
τ_k	Napětí v krutu průřezu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{SP}	Napětí pera ve střihu	[mm]
φ'	Redukovaný třecí úhel na závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

1 ÚVOD

S problémy manipulace s břemeny a zejména jejich zvedání se člověk potýká od samotného počátku své existence, přičemž vždy šlo o snahu zvednout břemeno co nejefektivněji a bezpečně, tj. s použitím co nejmenší síly zvednout co nejtěžší břemeno tak, aby zároveň nedošlo k újmě na zdraví.

V současné době, především díky mechanizaci, existuje mnoho způsobů jak břemeno zvednout do požadované výšky a zvedací zařízení je možné nalézt v téměř každém průmyslovém provozu.

Tato práce se zabývá konstrukčním řešením zvedacího zařízení s tažným řemenem, které se nejčastěji používá v autodílnách nebo v menších provozech.

2 CÍLE PRÁCE

- Uvést přehled v současnosti používaných zdvižných zařízení
- Rozebrat navrženou konstrukci zařízení
- Provést silový rozbor
- Pevnostně zkontrolovat nejdůležitější části

3 PŘEHLED ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

Zvedací zařízení lze najít ve všech oborech lidské činnosti a dle různých kritérií je lze rozdělit do mnoha oblastí. Základní rozdělení lze provést podle toho, zda se zařízení může pohybovat a podle druhu zdvižného (tažného, či tlačného) členu.

3.1 Podle možnosti pohybu

3.1.1 Stacionární

Stacionární zdvižné zařízení se vyznačuje tím, že pracuje na jednom určitém místě a nemůže se samo o sobě pohybovat. Je připevněno k podkladu a pro jeho přesun je mnohdy nutné ho demontovat. Mezi tato zařízení patří nepohyblivé jeřáby, výtahy, a jednoduchá zdvihadla.

3.1.2 Pohyblivá

Pohyblivá, nebo také mobilní zvedací zařízení jsou prostředky přerušované dopravy, které mimo zvednutí břemene, toto i přemísťují ve vodorovném směru, přičemž se samy pohybují. Do této skupiny lze zařadit mobilní jeřáby a vysokozdvižné vozíky.

3.2 Podle zdvižného členu

3.2.1 Hydraulická

Hydraulická zařízení využívají ke zvedání břemen princip nestačitelnosti kapalin, které se vhánějí do hydraulického válce a tím vytlačují píst, který dále zvedá břemeno. Velká hydraulická zařízení se používají např. v autodílnách, malý hydraulický zvedák (hever) by měl být součástí každého osobního automobilu.

3.2.2 Řetězová

Řetězová zvedací zařízení pracují principu tažného řetězu, který má na jednom svém konci umístěn prvek pro uchycení břemene a na druhém konci protizávaží. Takto mohou být zvedány konzoly obráběcích strojů, nebo může být tento systém použit také u zvedacích zařízení v autodílnách.

3.2.3 Lanová

Mezi lanová zdvižná zařízení patří jeřáby, výtahy a kladkostroje. Lano se může navíjet na lanový buben, nebo má volný konec.

3.2.4 Řemenová

Řemenová zdvižná zařízení, se podle konstrukce dají dále dělit na jednosloupová, dvousloupová a čtyřsloupová. Tažným prvkem je buď plochý řemen, který musí být dostatečně napnut aby nedošlo na řemenici k prokluzu a tím k ohrožení bezpečnosti, nebo řemen ozubený, který přenáší tažnou sílu tvarovým stykem a není tedy nutno ho předem nijak předepínat.

3.2.4.1 Jednosloupová

Základ tvoří jeden sloup, na kterém jsou umístěny všechny pohonné součásti a zvedací vidlice. Z řemenových zdvižných zařízení jsou nejméně únosná, jsou tedy určena pro lehčí břemena.



Obr. 3.1 - Jednosloupové zdvižné zařízení [10]

3.2.4.2 Dvousloupová

Dvousloupová zvedací zařízení jsou z hlediska konstrukce únosnější než jednosloupová a lze jimi tedy zvedat těžší břemena, také stabilita je díky širší konstrukci lépe zajištěna.



Obr. 3.2 - Dvousloupové zdvižné zařízení [10]

3.2.4.3 Čtyřsloupová

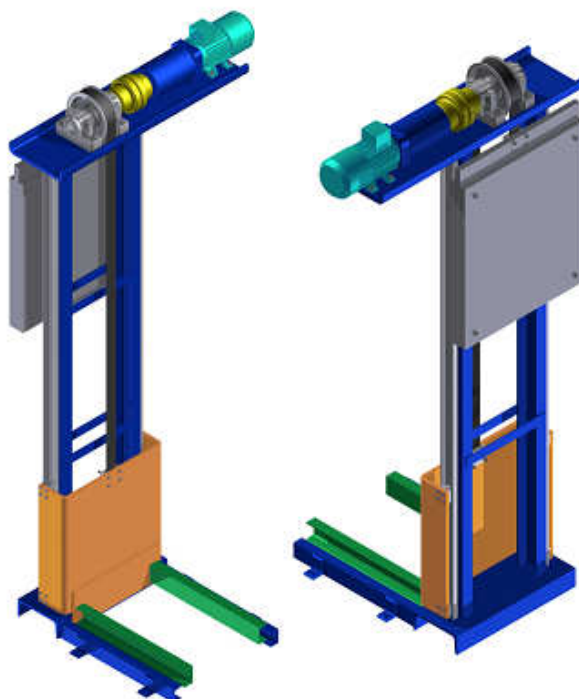
Tato zdvižná zařízení jsou schopna uzvednout z řemenových zvedáků břemeno o největší hmotnosti. Používají se jako zvedáky automobilů v autodílnách.



Obr. 3.3 - Čtyřsloupové zdvižné zařízení [10]

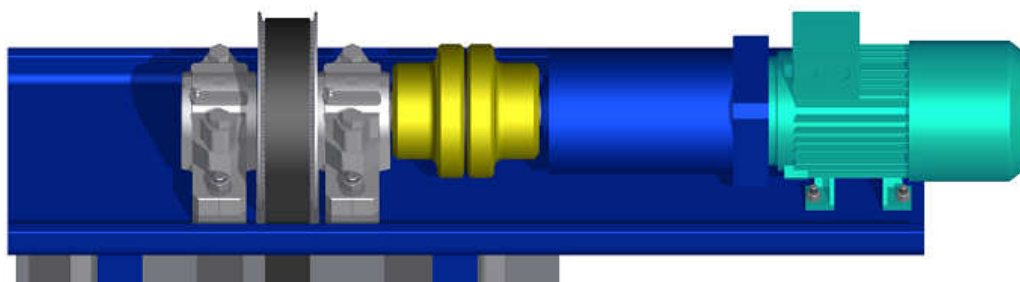
4 POPIS KONSTRUKCE

Při návrhu vertikálního zdvižného zařízení s tažným řemenem jsem vycházel z dvousloupové konstrukce těchto zařízení. Jako tažný prvek jsem použil ozubený řemen, který pro svůj provoz nepotřebuje téměř žádné předpětí. Dostatečné předpětí při zdvihu naprázdno zajišťuje tíha vidlice a závaží. Konstrukce zařízení je na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 - Navržené zdvižné zařízení

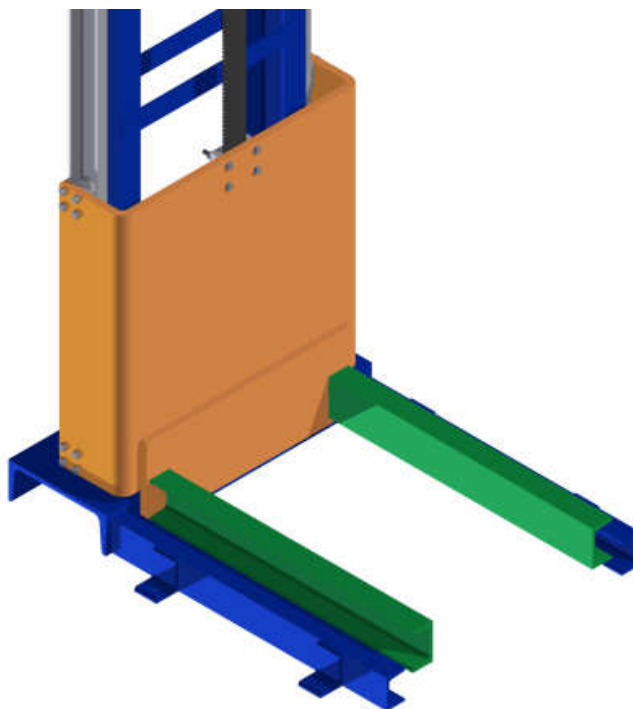
Pohon zařízení jsem navrhl brzdným asynchronním elektromotorem a pro převod otáček a výkonu z elektromotoru na hřídel nesoucí ozubenou řemenici jsem použil planetovou třístupňovou převodovku. Přenos točivého momentu z převodovky na hřídel je zajištěn zubovou spojkou s pružným jádrem. Hřídel je uložena v soudečkových ložiscích a ta jsou uložena dvoudílných rozebíratelných ložiskových tělesech.



Obr. 4.2 - Pohled na pohon

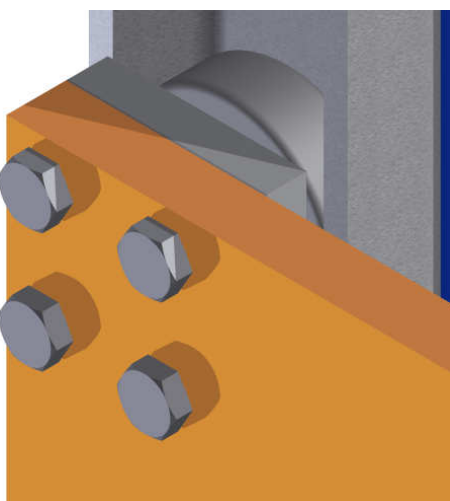
Zvedací vidlici jsem navrhl z ohnutého plechu, na kterém jsou přivařeny přes meziplech dva profily U. Přenos tažné síly je z řemenu realizován třením díky přítlačné upínce a šroubovému spoji.

Stabilitu celého zařízení zajišťují dva U profily přivařené k hlavní konstrukci. Tyto jsou opatřeny patkami s otvory pro kotevní šrouby.



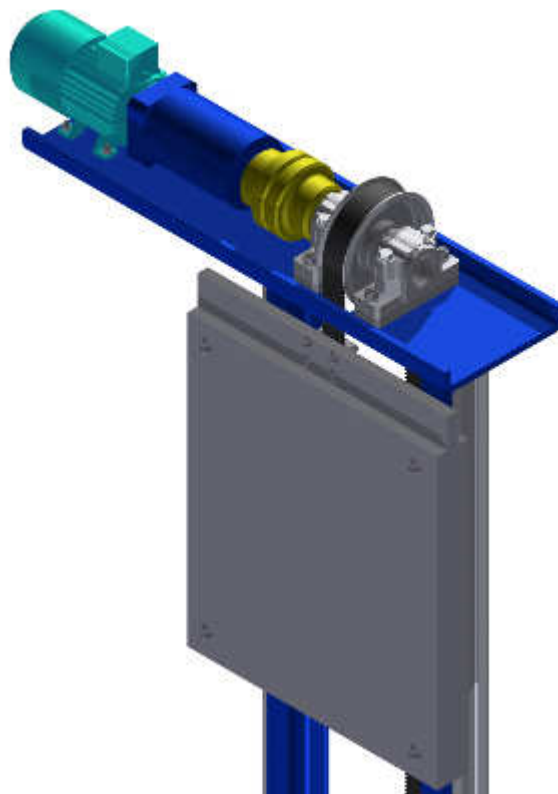
Obr. 4.3 - Zvedací vidlice

Pro zajištění stálé polohy vidlice jsem použil pojezdové kladky, které zajišťují polohu jak ve svislém, tak ve vodorovném směru. Jsou uloženy v jím určených profilech, které jsou přivařeny na nosné konstrukci - sloupovém tělese zvedacího zařízení.



Obr. 4.4 - Detail pojezdové kladky

Závaží je vyrobeno z tlustých plechů, spojených šroubovým spojem. Přenos tíhové síly ze závaží na ozubený řemen je rovněž realizován třením, které zajišťuje šroubový spoj.



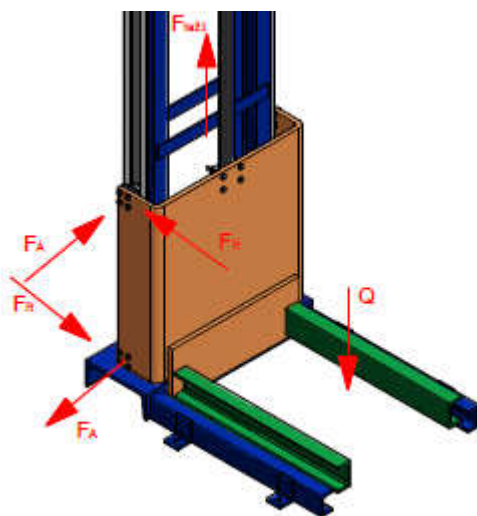
Obr. 4.5 - Pohled na závaží

5 ROZBOR ZATÍŽENÍ

Na celé zdvižné zařízení působí mnoho sil a momentů, které jsou převážně všechny způsobeny zvedanou hmotností břemene, resp. protizávaží.

5.1 Zvedací vidlice

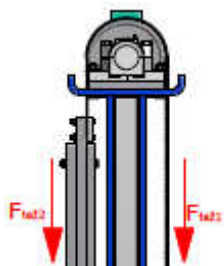
Na zvedací vidlici působí svislá tíhová síla břemene Q , která dále vyvolává radiální sílu na pojezdovou kladku F_R a v případě že břemeno nemá těžiště v polovině vzdálenosti profilů, způsobuje také axiální sílu v kladkách F_A . Zvedáním břemene působí na vidlici také tažná síla od řemene $F_{taž1}$.



Obr. 5.1 - Působení sil na zvedací vidlici

5.2 Pohon a ozubený řemen

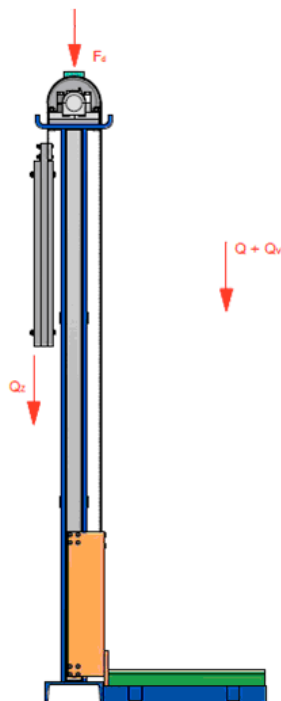
Na ozubený řemen působí vlivem tíhy vidlice a břemena tažná síla $F_{taž1}$ a vlivem tíhy protizávaží, tažná síla $F_{taž2}$. Při zvedání břemene je nutné překonat obvodovou sílu F_{obv} . Kvůli tomu působí na hřídel nesoucí řemenici točivý moment T_2 . Dále vlivem tažných sil namáhá je hřídel také ohybový moment M_{O2} .



Obr. 5.2 - Silové působení na řemen a pohon

5.3 Hlavní nosná konstrukce

Hlavní nosná konstrukce je namáhána tlakem/vzpěrem a ohybem. Všechna tato namáhání jsou způsobena tíhovými silami od břemene, vidlice a protizávaží.



Obr. 5.3 - Silové působení na hlavní nosnou konstrukci

5.4 Protizávaží

Šroubové spoje v protizávaží jsou namáhány vlastní tíhou závaží. Plechy při sobě drží třením. To aby bylo zajištěno, je třeba šroubové spoje utáhnout požadovaným utahovacím momentem a ten vyvolává ve šroubech osovou sílu a namáhání krutem.



Obr. 5.4 - Namáhání protizávaží

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Aby zařízení správně a bezpečně fungovalo, je zapotřebí jej pevnostně zkontrolovat. Navrhl a zkontroloval jsem tedy všechny důležité části, které jsou představeny výše tak, aby splňovaly požadavky pro které má být toto zařízení používáno.

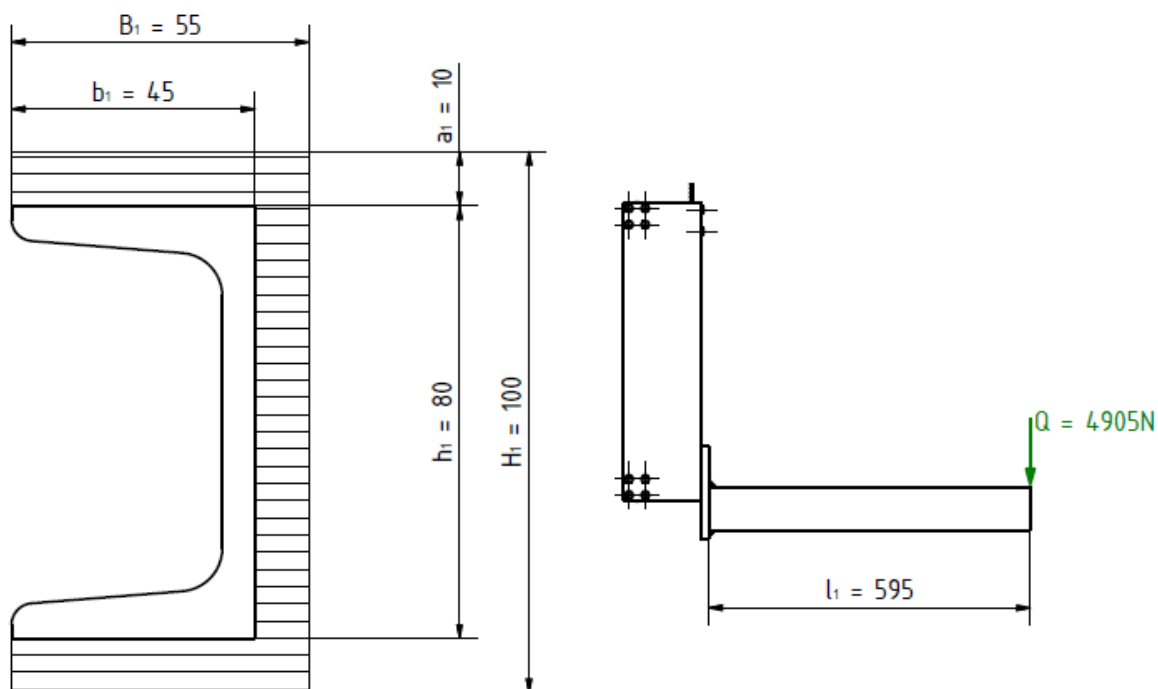
6.1 Návrh zvedací vidlice

Zvedací vidlice realizuje uložení břemena při jeho zvedání. Břemeno je uloženo na dvou U profilech svařených s plechem, který je dále přivařen k tělesu vidlice. Na tomto tělese jsou dále šroubovými spoji připevněny pojezdové kladky a přes upínku také ozubený řemen.

6.1.1 Návrh svarových spojů

6.1.1.1 Svary U profilů

Zde jsem uvažoval nejhorší možný případ, kdy by bylo břemeno zavěšeno až na konci jednoho profilu. Celá tíhová síla břemene by tedy namáhala pouze jeden profil vidlice, jak je znázorněno na Obr. 6.1



Obr. 6.1 - Svar U profilu vidlice a jeho namáhání

Svar je namáhán ohybovým momentem od tíhové síly břemene a dále samotnou tíhovou silou.

Plocha svaru:

$$S_{SV1} = B_1 \cdot H_1 - b_1 \cdot h_1 = 100 \cdot 55 - 80 \cdot 45 = 1900 \text{ mm}^2 \quad (6.1)$$

Modul průřezu svaru v ohybu:

$$W_{OSV1} = \frac{B_1 \cdot H_1^3 - b_1 \cdot h_1^3}{6H_1} = \frac{55 \cdot 100^3 - 45 \cdot 80^3}{6 \cdot 100} = 53266,67 \text{ mm}^3 \quad (6.2)$$

$$M_{OSV1} = Q \cdot l_1 = 4905 \cdot 595 = 2918475 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment vyvolává ve svaru kolmou složku napětí, tíhová síla namáhá svar rovnoběžnou složkou napětí. Převodní součinitele k_3 , k_4 [7] jsem zvolil pro materiál svaru totožný s materiálem svařovaných součástí, což je ocel 11 532, s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$

Rovnoběžná složka napětí od tíhové síly:

$$\tau_{//SV1} = \frac{Q}{S_{SV1}} = \frac{4905}{1900} = 2,58 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

Kolmá složka napětí od ohybového momentu

$$\tau_{\perp SV1} = \frac{M_{OSV1}}{W_{OSV1}} = \frac{2918475}{53266,67} = 54,78 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

Redukované napětí ve svaru:

$$\sigma_{redSV1} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp SV1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//SV1}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{54,78}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,58}{0,65}\right)^2} = 73,15 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

Jelikož je charakteristický rozměr svaru $z > 10$, bude dle [7] součinitel tloušťky svaru $\beta = 1$, následně statická bezpečnost v tomto svaru:

$$k_{SSV1} = \beta \cdot \frac{R_{eSV1}}{\sigma_{redSV1}} = 1 \cdot \frac{333}{73,15} = 4,55 \quad (6.6)$$

Na U profil samotný také působí ohybový moment, pevnostně jsem jej tedy také kontroloval, zda jej můžu pro konstrukci zvedací vidlice použít. Dle [6] je modul průřezu profilu U80 v ose x $W_{ox} = 26500 \text{ mm}^3$. U profil je z materiálu 11 523, který má mez kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$.

Ohybové napětí v U profilu:

$$\sigma_{ou} = \frac{M_{osv1}}{W_{ox}} = \frac{2918475}{26500} = 110 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Statická bezpečnost U profilu:

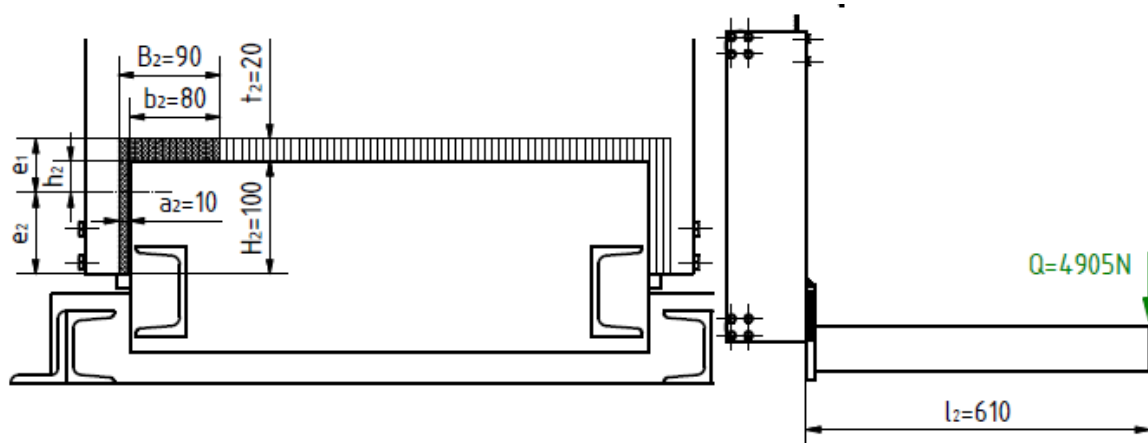
$$k_{su} = \frac{R_{eU}}{\sigma_{ou}} = \frac{333}{110} = 3,03 \quad (6.8)$$

Profil tedy pevnostně vyhovuje

6.1.1.2 Svar plechu na tělese

Plech je svařen s tělesem po celé délce, kterou se tyto dvě části stýkají. Jelikož nelze jednoznačně určit, jak velká část svaru přeneše zatížení v uvažovaném nejhorším případě, zjednodušeně předpokládám, že zatížení bude přenášet pouze část svaru v okolí U profilu, na kterém bude umístěno břemeno. Tato situace je znázorněna na Obr. 6.2.

Oba svařované plechy jsou z materiálu 11 523, s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$. Převodní součinitel k_3 , resp. k_4 volím dle [7] pro svarový spoj stejné pevnosti jako spojované součásti.



Obr. 6.2 - Svar připojující plech s U profily na těleso vidlice

Vzdálenost horního krajního vlákna svaru od těžištní osy dle [6]

$$e_1 = \frac{a_2 \cdot H_2^2 + b_2 \cdot t_2^2}{2 \cdot (a_2 \cdot H_2 + b_2 \cdot t_2)} = \frac{15 \cdot 100^2 + 55 \cdot 20^2}{2 \cdot (15 \cdot 100 + 55 \cdot 20)} = 33,08 \text{ mm} \quad (6.9)$$

Vzdálenost spodního krajního vlákna svaru od těžištní osy dle [6]

$$e_2 = H_2 - e_1 = 100 - 33,08 = 66,92mm \quad (6.10)$$

$$h_2 = e_1 - t_2 = 33,08 - 20 = 13,08mm \quad (6.11)$$

Kvadratický moment plochy svaru dle [6]

$$\begin{aligned} I_{SV2} &= \frac{B_2 \cdot e_1^3 - b_2 \cdot h_2^3 + a_2 \cdot e_2^3}{3} = \\ &= \frac{70 \cdot 33,08^3 - 55 \cdot 13,08^3 + 15 \cdot 66,92^3}{3} = 2302051,21mm^4 \end{aligned} \quad (6.12)$$

Plocha svaru:

$$S_{SV2} = B_2 \cdot (H_2 + t_2) - b_2 \cdot H_2 = 70 \cdot (100 + 20) - 55 \cdot 100 = 2900mm^2 \quad (6.13)$$

Modul průřezu svaru v ohybu dle [6]

$$W_{OSV2} = \frac{I_{SV2}}{e_2} = \frac{2302051,21}{66,92} = 34400,05mm^3 \quad (6.14)$$

Ohybový moment působící na svar:

$$M_{OSV2} = Q \cdot l_2 = 4905 \cdot 610 = 2992050Nmm \quad (6.15)$$

Rovnoběžná složka napětí ve svaru od tíhové síly břemena

$$\tau_{//SV2} = \frac{Q}{S_{SV2}} = \frac{4905}{2900} = 1,69MPa \quad (6.16)$$

Kolmá složka napětí vyvolaná ohybovým momentem

$$\tau_{\perp SV2} = \frac{M_{OSV2}}{W_{OSV2}} = \frac{2992050}{34400,05} = 86,98MPa \quad (6.17)$$

Redukované napětí ve svaru:

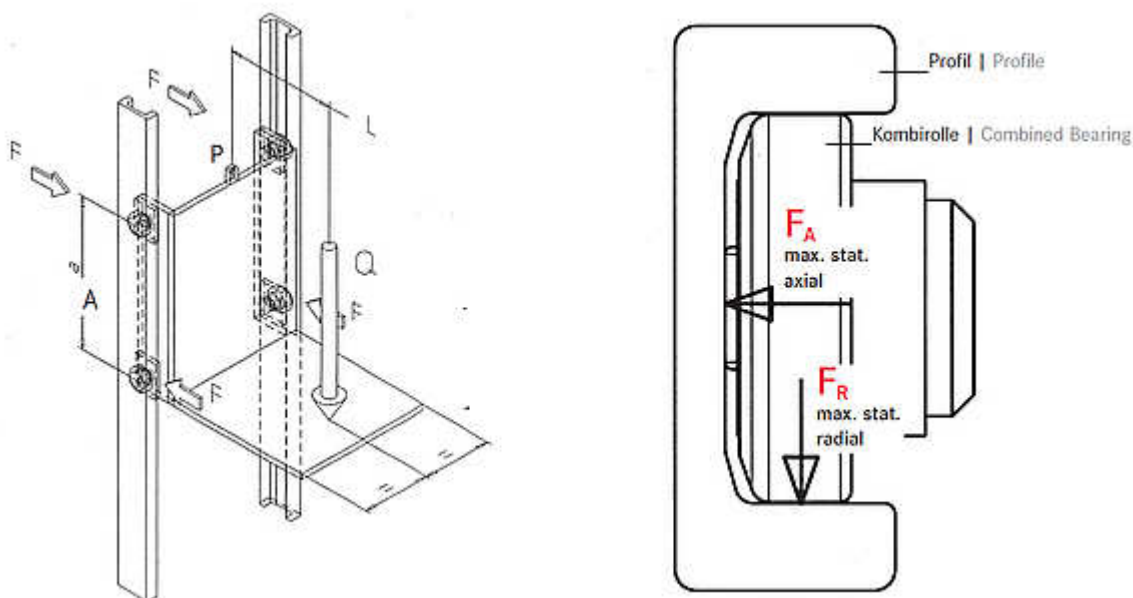
$$\sigma_{redSV2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp SV2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//SV2}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{86,98}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1,69}{0,65}\right)^2} = 116MPa \quad (6.18)$$

Statická bezpečnost:

$$k_{SSV2} = \beta \cdot \frac{R_{eSV2}}{\sigma_{redSV2}} = 1 \cdot \frac{333}{116} = 2,87 \quad (6.19)$$

6.1.2 Volba pojezdových kladek

Pojezdové kladky zajišťují vedení vidlice ve svislém i vodorovném směru. Na Obr. 6.3 je znázorněno jak se zátěž od břemena projevuje na kladkách. Minimální doporučená osová vzdálenost kladek je $A = 500\text{mm}$ [11]. Další hodnoty vyplývají již z navržené konstrukce.



Obr. 6.3 - Působení sil na pojezdové kladky [11]

$$L = 625\text{mm}$$

$$ll = 225\text{mm}$$

Radiální síla působící na kladku dle[11]:

$$F_R = \frac{Q \cdot L}{2 \cdot A} = \frac{4905 \cdot 625}{2 \cdot 500} = 3066\text{N} \quad (6.20)$$

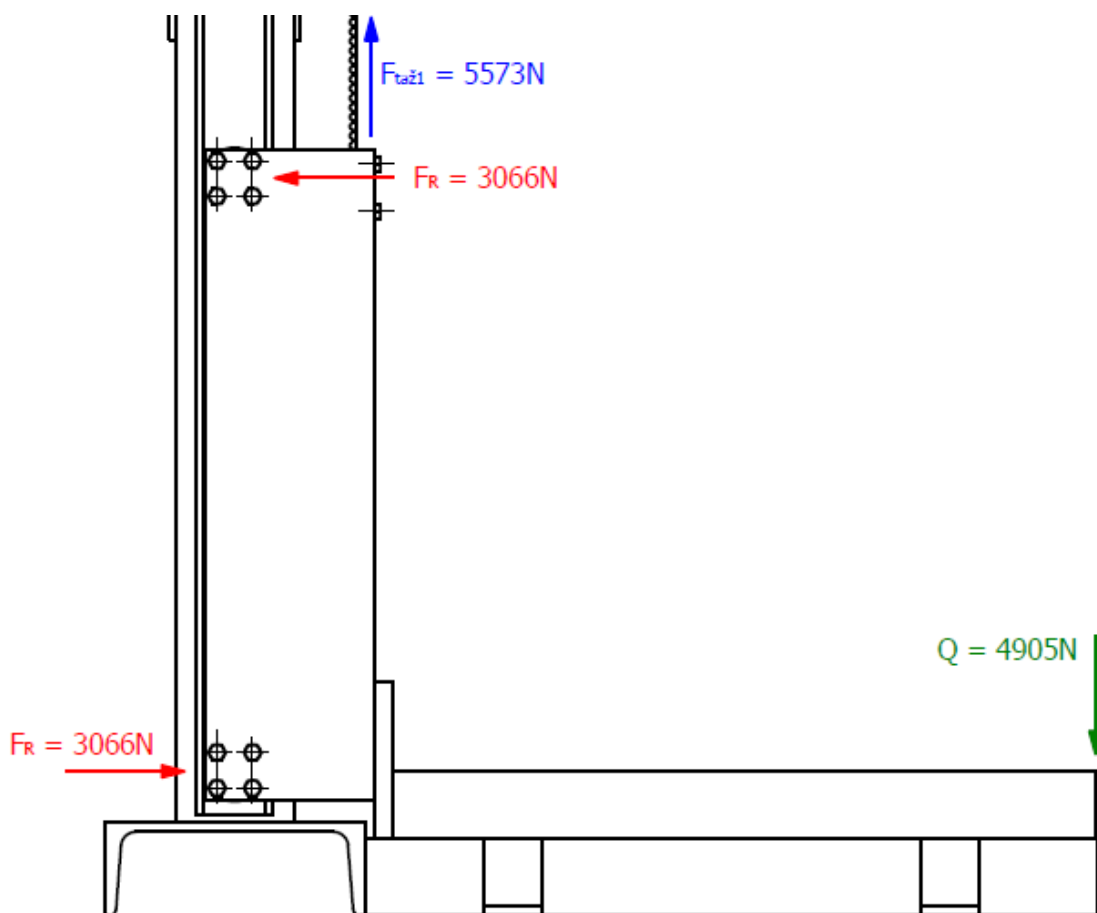
Dle katalogu [10] volím kladku 4.053 s těmito parametry:

Tab. 6.1 Parametry pojezdové kladky [10]

4.053					
F_R [kN]	F_A [kN]	C [kN]	C_0 [kN]	C_A [kN]	C_{0A} [kN]
5,23	1,68	24	32	7	7

6.1.3 Šroubové spoje

Šroubovými spoji jsou k zvedací vidlici připevněny pojezdové kladky, přenos sil je realizován třením. Dále je šroubovým spojem přes upínku ke zvedací vidlici připevněn ozubený řemen.



Obr. 6.4 - Silové namáhání šroubových spojů zvedací vidlice

6.1.3.1 Kontrola šroubů pojezdových kladek

Pojezdové kladky mají v upevňovacích otvorech závit M8, z toho důvodu jsem zvolil šroub pevnostní třídy 8.8 a následně jsem jej pevnostně zkontroloval.

Aby šroubový spoj plnil svoji funkci, musí být přenášena radiální síla menší než třecí síla vyvolaná utažením šroubů. Součinitel tření mezi kladkou a tělesem zvedací vidlice volím dle[9] $f_{PK} = 0,13$. Bezpečnost proti prokluzu $k_{PR} = 2$

$$F_R \leq F_T \quad (6.21)$$

$$k_{PR} \cdot F_R = F_{OS} \cdot f_{PK} \quad (6.22)$$

Potřebná osová síla vyvolaná všemi čtyřmi šrouby:

$$F_{OS} = \frac{F_R \cdot k_{PR}}{f_{PK}} = \frac{3066 \cdot 2}{0,13} = 47169N \quad (6.23)$$

Osová síla v jednom šroubu:

$$F_{OS1} = \frac{F_{OS}}{4} = \frac{47169}{4} = 11792 N \quad (6.24)$$

Parametry šroubu M8 jsem zapsal do Tab. 6.2

Tab. 6.2 Parametry šroubu M8

d_2 [mm]	d_3 [mm]	P [mm]	f_z	f_H
7,188	6,466	1,25	0,15	0,15

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,168^\circ \quad (6.25)$$

Pro výpočet redukovaného třecího úhlu je zapotřebí znát součinitel tření na závitu. Dle [2] volím nemazaný kadmiovaný šroub s třecím součinitelem na závitu $f_z = 0,15$

$$\phi' = \arctg \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \arctg \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,826^\circ \quad (6.26)$$

Třecí moment v závitu:

$$M_{TZ} = F_{OS1} \cdot \tg(\psi + \phi') \cdot \frac{d_2}{2} = 11792 \cdot \tg(3,168 + 9,826) \cdot \frac{7,188}{2} = 9780 Nmm \quad (6.27)$$

Protože je závit v kladce, neuvažuji třecí moment pod maticí a místo něj zavádím třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_{TH} = F_{OS1} \cdot f_H \cdot \frac{d_s}{2} = 11792 \cdot 0,15 \cdot \frac{13+9}{4} = 9728 Nmm \quad (6.28)$$

Utahovací moment:

$$M_U = M_{TZPK} + M_{TH} = 9780 + 9728 = 19508 Nmm \quad (6.29)$$

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_{OS1}}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{11792}{\pi \cdot \frac{6,466^2}{4}} = 267 MPa \quad (6.30)$$

Napětí krutem :

$$\tau_k = \frac{M_{TZ}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{9780}{\pi \cdot \frac{6,466^3}{16}} = 184 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

Redukované napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{267^2 + 4 \cdot 184^2} = 455 \text{ MPa} \quad (6.32)$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_{e8.8}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{455} = 1,4 \quad (6.33)$$

6.1.3.1 Kontrola šroubů připojících řemen

Ozubený řemen je přichycen upínkou k tělesu zvedací vidlice pomocí čtyř šroubů M8. Výpočet jsem použil analogicky dle vzorců (6.23) - (6.33) a hodnoty jsem zapsal do tabulky. Součinitel tření mezi řemenem a tělesem vidlice $f_p = 0,5$. [13]

Tab. 6.3 Síly, napětí a moment působící na šroubový spoj

F_T [N]	$F_{taž1}$ [N]	F_{OS} [N]	F_{OS1} [N]	σ_t [MPa]	τ_K [MPa]	σ_{red} [MPa]	k_s	M_U [Nmm]
11146	5573	22292	5573	170	87	243	2,63	9220

6.2 Návrh ozubeného řemenu

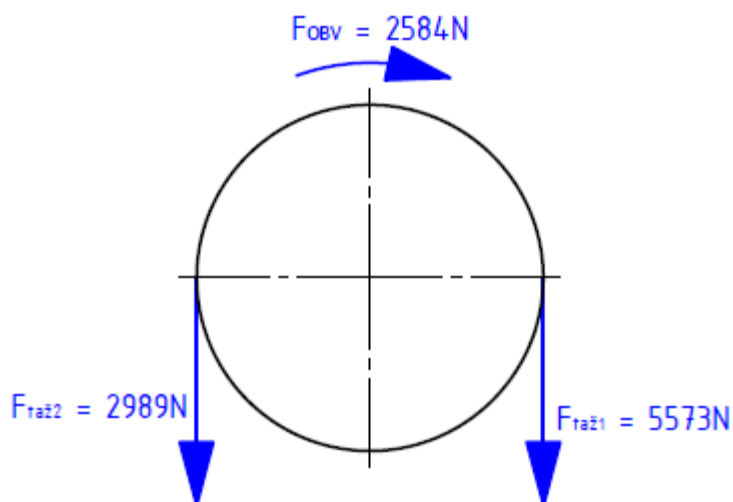
Pro návrh ozubeného řemenu jsem použil příručku [17]. Řemen bude zatížen z jedné strany břemenem a z druhé strany závažím. Úhel opásání řemenice je 180° .

Tažná síla v řemeni $F_{taž1}$, kterou způsobuje hmotnost břemena a zvedací vidlice, do výpočtu je dále nutné zahrnout účinnost pojezdové kladky $\eta_{PK} = 0,99$.

$$F_{taž1} = \frac{m_1 \cdot g}{\eta_{PK}} = \frac{562,4 \cdot 9,81}{0,99} = 5573 \text{ N} \quad (6.34)$$

tažná síla $F_{taž2}$ způsobená hmotností závaží, kde m_Z je hmotnost závaží:

$$F_{taž2} = m_Z \cdot 9,81 = 304,7 \cdot 9,81 = 2989 \text{ N} \quad (6.35)$$

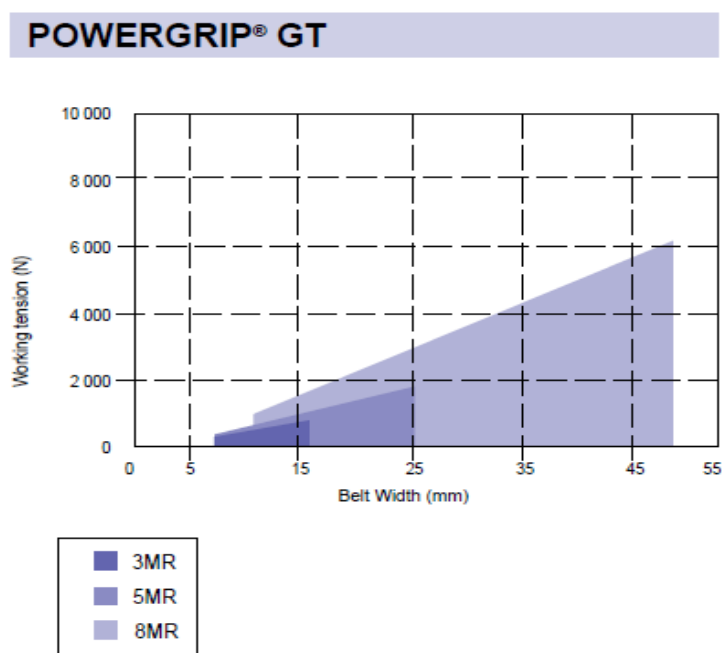


Obr. 6.5 - Působení sil na ozubený řemen

Ekvivalentní zatížení řemene jsem určil z následujícího vztahu [17] hodnotu zrychlení z klidu na požadovanou rychlost neznám, proto ji volím $0,2\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$. Hodnota m_1 reprezentuje součet hmotnosti břemena a zvedací vidlice.

$$T_e = m_1 \cdot (g + a) = 562,4 \cdot (9,81 + 0,2) = 5630\text{N} [17] \quad (6.36)$$

Následně jsem z grafu pro příslušné zatížení vybral rozteč řemene, volím řemen PowerGrip GT 8MR s roztečí 8mm [17]



Obr. 6.6 - Závislost únosnosti řemenu na jeho šířce [17]

Dále jsem vypočítal celkový provozní faktor S_1 [17] a určil šířku řemene

$$S_L = 1,7$$

$$S_R = 0$$

$$S_B = 0,2$$

$$S_S = 0,2$$

$$S_{TIM} = 1$$

$$S_1 = \frac{S_L + S_R + S_B - S_S}{S_{TIM}} = \frac{1,7 + 0 + 0,2 - 0,2}{1} = 1,7 [17] \quad (6.37)$$

Návrhová síla:

$$F_{DES} = T_e \cdot S_1 = 5630 \cdot 1,7 = 9571 N [17] \quad (6.38)$$

Volím šířku řemene 50mm. Pro tuto šířku je nutné přepočítat max. přípustnou hodnotu zatížení řemene vynásobením součinitelem šířky.

$$T_{as} = T_{as20} \cdot k_w = 2167 \cdot 2,91 = 6306 N [17] \quad (6.39)$$

Šířka řemene vyhovuje, je li poměr návrhové síly a max. přípustného zatížení menší než součinitel šířky:

$$\frac{F_{DES}}{T_{as}} \leq k_w \quad [17] \quad (6.40)$$

$$\frac{9571}{6306} = 1,52 < 2,91$$

Dále jsem provedl pevnostní kontrolu řemene. Pro řemenová zvedací zařízení se hodnota součinitele bezpečnosti S_2 volí v rozsahu 8 - 10. Dovolené napětí řemen je 51525N

$$S_2 = 9$$

$$T_e \cdot S_2 = 5630 \cdot 9 = 50670 N [17] \quad (6.41)$$

Řemen tedy pevnostně vyhovuje.

Aby se úhel opásání blížil co nejvíce 180°, volím řemenici s 79 zuby a roztečným průměrem $d_p = 201,17 \text{ mm}$

Výpočet otáček pro zajištění rychlosti zdvihu $0,2\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot \frac{d_p}{1000}} = \frac{0,2}{\pi \cdot \frac{201,17}{1000}} = 0,3029\text{s}^{-1} = 18,17\text{min}^{-1} \quad (6.42)$$

6.3 Návrh pohonu

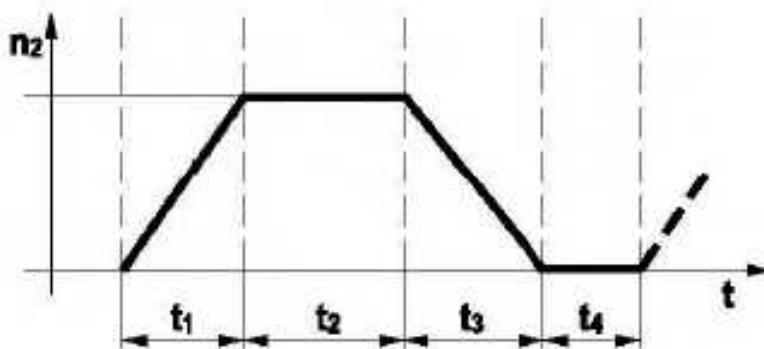
Volba převodovky a motoru

Točivý moment na hřídeli vzniklý od obvodové síly F_{OBV} je rozhodujícím parametrem pro volbu převodovky a elektromotoru.

$$T_2 = F_{OBV} \cdot \frac{d_p}{2} = 2584 \cdot \frac{201,17}{2} = 259912\text{Nmm} \quad (6.43)$$

Z důvodu malých rozměrů a nízké hmotnosti volím třístupňovou planetovou převodovku firmy Elmore [15].

V literatuře pro volbu převodovky je nutné určit časové spektrum běhu převodovky, které je uvedeno na Obr. [15]



Obr. 6.7 - Časový průběh chodu převodovky [15]

Využití převodovky potom bude:

$$I = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} = \frac{1 + 4 + 1}{1 + 4 + 1 + 30} = 16,7\% [17] \quad (6.44)$$

V Tab. 6.4 [17] je uvedena závislost využití I na počtech cyklů Z za hodinu

Tab. 6.4 Závislost využití převodovky na počtech cyklů

	$Z \leq 1000$	$Z > 1000$
$I < 60\%$	S5	S1
$I \geq 60\%$	S1	S1

Hodnota S5 reprezentuje cyklický provoz.

Volím převodovku TR 160 s převodovým poměrem $i = 150$, která přenesse točivý moment 700Nm

Maximální moment od elektromotoru dle literatury[17]

$$T_{1MAX} \leq \frac{M_{a2}}{i \cdot \eta} = \frac{700}{150 \cdot 0,9} = 4,2 Nm \quad (6.45)$$

Potřebný moment od elektromotoru

$$T_1 \geq \frac{T_K}{i \cdot \eta} = \frac{259,912}{150 \cdot 0,9} = 1,93 Nm \quad (6.46)$$

Volím elektromotor Siemens s brzdou 1LA7080 2AA16 - G26 s těmito parametry: [16]

$$P_1 = 0,75 kW$$

$$n_1 = 2855 \text{ min}^{-1}$$

$$\eta = 73\%$$

$$T_1 = 2,5 Nm$$

Skutečná zdvižná rychlost:

$$v_{skut} = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \frac{n_1}{60 \cdot i}}{1000} = \frac{\pi \cdot 201,17 \cdot \frac{2855}{60 \cdot 150}}{1000} = 0,20048 \quad (6.47)$$

Změna zdvižné rychlosti potom bude:

$$\delta_v = \frac{v_{skut} - v}{v_{skut}} \cdot 100 = \frac{0,20048 - 0,2}{0,20048} \cdot 100 = 0,24\% \quad (6.48)$$

6.4 Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel nese ozubenou řemenici, přes kterou je realizován zdvih břemene. Od tíhy břemene a závaží vzniká točivý moment, který se dále přenáší přes hřídel a spojku dále na převodovku a asynchronní elektromotor. Součet tíhové síly zvedací vidlice s břemenem a závaží Q_C namáhá hřídel ohybem.

6.4.1 Reakce, průběhy ohybových a točivých momentů, posouvajících sil

Vycházím z podmínky že součet momentů k bodu A musí být nulový:

$$\sum M_A = 0$$

Reakce v podpoře B:

$$R_{BY} \cdot (a + b) - Q_C \cdot a = 0 \quad (6.49)$$

$$R_{BY} = \frac{Q_C \cdot a}{a + b} = \frac{8562 \cdot 76}{76 + 72} = 4397 N \quad (6.50)$$

$$\sum F_A = 0$$

Reakce v podpoře A:

$$R_{AY} - Q_C + R_{BY} = 0 \quad (6.51)$$

$$R_{AY} = Q_C - R_{BY} = 8562 - 4397 = 4165 N \quad (6.52)$$

Ohybový moment v oblasti x_1 :

$$M_{OX1} = R_{AY} \cdot x_1 \quad (6.53)$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{OX1} = 0$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{OX1} = R_{AY} \cdot a = 4165 \cdot 76 = 316540 Nmm$$

Ohybový moment v oblasti x_2 :

$$M_{OX2} = R_{BY} \cdot x_2 \quad (6.54)$$

$$x_2 = 0 \Rightarrow M_{OX2} = 0$$

$$x_2 = b \Rightarrow M_{OX2} = R_{BY} \cdot b = 4397 \cdot 72 = 316584 Nmm$$

Ohybový moment v oblasti x_3 :

$$M_{OX3} = 0 Nmm$$

Posouvající síly:

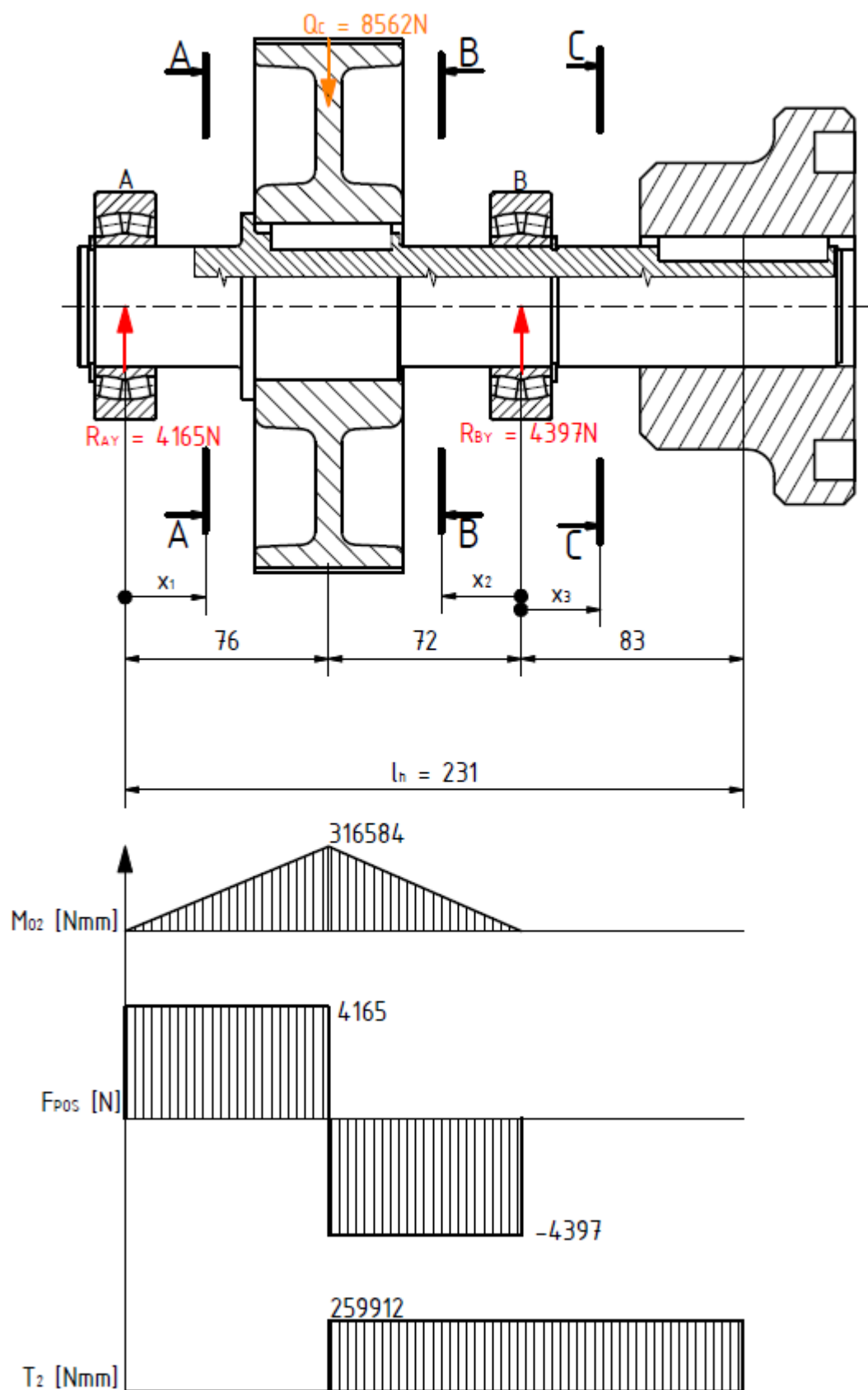
$$F_{POX1} = R_{AY} = 4165 N$$

$$F_{POX2} = -R_{BY} = -4397 N$$

$$F_{POX3} = 0 N$$

Točivý moment na hřídeli:

$$T_2 = F_{OBV} \cdot \frac{d_p}{2} = 2584 \cdot \frac{201,17}{2} = 259912 Nmm \quad (6.55)$$

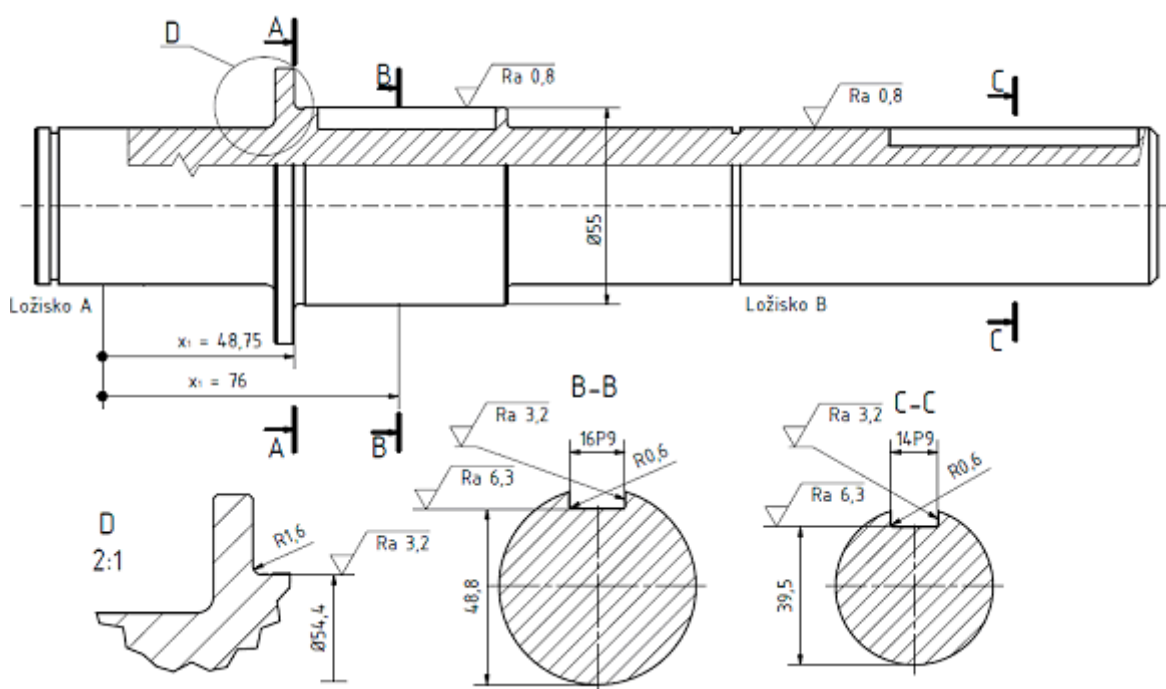


Obr. 6.8 - Průběhy ohybových momentů, posouvajících sil a točivých momentů

6.4.2 Statická kontrola hřídele

Pro pevnostní kontrolu jsem si vybral na hřídeli tři průřezy s největším vrubem a nevyšším namáháním. Je to průřez v místě zápichu u osazení, o které se opírá ozubená řemenice, dále průřez namáhaný největším ohybovým momentem a současně krutem a poslední kontrolovaný průřez je v místě uložení spojky. Zvolené průřezy jsou zobrazeny na Obr. 6.x

Hřídel je vyrobena z oceli 11 600, která má mez kluzu $R_e = 295\text{MPa}$ a mez pevnosti $R_m = 600\text{MPa}$.



Obr. 6.9 Zvolené průřezy pro statickou kontrolu

Rozměrové poměry a součinitele vrubové citlivosti pro další výpočty jsem uvedl do Tab. 6.5. Ve výpočtech je dále zahrnut součinitel K_A [5] který udává vliv nerovnoměrnosti zatížení vlivem rázů a dalších negativních vlivů ovlivňujících celkové namáhání hřídele.

Tab. 6.5 Rozměrové poměry na hřídeli

Průřez	D/d	R/d	b/d	t/d	α_σ	α_τ
A-A	1,27	0,029	-	-	2	2,1
B-B	-	0,01	0,29	0,11	3	2,9
C-C	-	0,01	0,31	0,12	3	3,1

Ohybové momenty v jednotlivých průřezech:

$$M_{OAA} = K_A \cdot R_{AY} \cdot x_1 \quad (6.56)$$

$$x_1 = 48,75 \Rightarrow M_{OAA} = K_A \cdot R_{AY} \cdot 48,75 = 1,5 \cdot 4165 \cdot 48,75 = 304566 Nmm$$

$$M_{OBB} = K_A \cdot R_{AY} \cdot x_1 \quad (6.57)$$

$$x_1 = 76 \Rightarrow M_{OBB} = K_A \cdot R_{AY} \cdot 76 = 1,5 \cdot 4165 \cdot 76 = 474810 Nmm$$

$$M_{OCC} = 0 Nmm$$

Ohybové napětí se zahrnutím součinitele vrubové citlivosti:

$$\sigma_{SOAA} = \frac{M_{OAA}}{\frac{\pi \cdot d_{AA}^3}{32}} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{304566}{\frac{\pi \cdot 54,4^3}{32}} \cdot 2 = 39 MPa \quad (6.58)$$

Točivé momenty v jednotlivých průřezích:

$$T_{AA} = 0 Nmm$$

$$T_{BB} = K_A \cdot T_h = 1,5 \cdot 259912 = 389868 Nmm \quad (6.59)$$

$$T_{CC} = K_A \cdot T_h = 1,5 \cdot 259912 = 389868 Nmm \quad (6.60)$$

Napětí krutem:

$$\tau_{kAA} = \frac{T_{AA}}{\frac{\pi \cdot d_{AA}^3}{16}} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{0}{\frac{\pi \cdot 54,4^3}{16}} \cdot 2,1 = 0 MPa \quad (6.61)$$

Redukované napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{redSBB} = \sqrt{\sigma_{SOBB}^2 + 4 \cdot \tau_{KBB}^2} = \sqrt{125^2 + 4 \cdot 50^2} = 160 MPa \quad (6.62)$$

Statické bezpečnosti:

$$k_{S\sigma AA} = \frac{R_{eh}}{\sigma_{SOAA}} = \frac{295}{39} = 7,56 \quad (6.63)$$

$$k_{SBB} = \frac{R_{eh}}{\sigma_{REDBB}} = \frac{295}{160} = 1,84 \quad (6.64)$$

$$k_{S\tau CC} = \frac{0,577 \cdot R_{eh}}{\tau_{KCC}} = \frac{0,577 \cdot 295}{100} = 1,70 \quad (6.65)$$

V Tab. 6.6 jsou hodnoty vypočítané analogicky vzorci (6.57) - (6.64) pro všechny uvažované průřezy

Tab. 6.6 Napětí a bezpečnosti v různých průřezích hřídele

Průřez	$\sigma_{SO} [MPa]$	$\tau_k [MPa]$	$\sigma_{RED} [MPa]$	k_{Sh}
A-A	39	0	-	7,56
B-B	125	50	160	1,84
C-C	0	100	-	1,70

6.4.3 Dynamická kontrola hřídele

Protože hřídel rotuje, je namáhána střídavě souměrným ohybem a statickým krutem. Zcela nejhorší případ je v průřezu B-B kde je nejvyšší ohybový moment za přítomnosti krutu.

Mez únavy hladkého vzorku z materiálu 11 600:

$$\sigma_{COh} = 0,49 \cdot R_{mh} = 0,49 \cdot 600 = 294 MPa \quad (6.66)$$

Součinitel koncentrace napětí podle Neubergera:

$$\beta_{AA} = 1 + \frac{\alpha_{AA} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_f}}} = 1 + \frac{2 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{1,2}}} = 1,77 \quad (6.67)$$

V Tab. 6.7 jsou uvedeny součinitele koncentrace napětí, vrubové citlivosti, velikosti součásti a kvality povrchu [1] a dále skutečná mez únavy jednotlivých průřezů získaná analogicky ze vztahu (6.67)

Tab. 6.7 Součinitele pro dynamickou kontrolu hřídele

Průřez	β	α_σ	ε_v	η_p	$\sigma_{CO}^* [MPa]$
A-A	1,77	2	0,8	0,87	116
B-B	2,38	3	0,84	0,85	87
C-C	2,38	3	0,85	0,85	89

$$\sigma_{COhAA}^* = \sigma_{COh} \cdot \frac{\varepsilon_{vAA} \cdot \eta_{pAA}}{\beta_{AA}} = 294 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,87}{1,77} = 116 MPa \quad (6.68)$$

Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{aOAA} = \frac{M_{OAA}}{\frac{\pi \cdot d_{AA}^3}{32}} = \frac{304566}{\frac{\pi \cdot 54,4^3}{32}} = 19 MPa \quad (6.69)$$

Dynamické bezpečnosti průřezů A-A a B-B:

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{COhAA}^*}{\sigma_{aOAA}} = \frac{116}{19} = 6,1 \quad (6.70)$$

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{COhBB}^*}{\sigma_{aOBB}} = \frac{87}{42} = 2,07 \quad (6.71)$$

Statická bezpečnost v průřezu B-B

$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_{eh}}{\tau_{KBB}} = \frac{0,577 \cdot 295}{50} = 3,40 \quad (6.72)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B:

$$k_{vhBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{2,07 \cdot 3,40}{\sqrt{2,07^2 + 3,40^2}} = 1,77 \quad (6.73)$$

Celková bezpečnost v nejméně zatíženém průřezu vyšla dostatečná, hřídel tedy pevnostně vyhovuje.

6.4.4 Pevnostní kontrola per

Na hřídeli jsou dva spoje pomocí per, které přenášejí točivý moment ze spojky na hřídel a z hřídele na ozubenou řemenici. Větší tlak z důvodu menší společné plochy působí na náboj, tj. na ozubenou řemenici, resp. na spojku. Jak v případě řemenice, tak i spojky je materiál litá ocel, která má dovolené namáhání tlakem od pera 125MPa [7]

Tlaková síla v průřezu B-B:

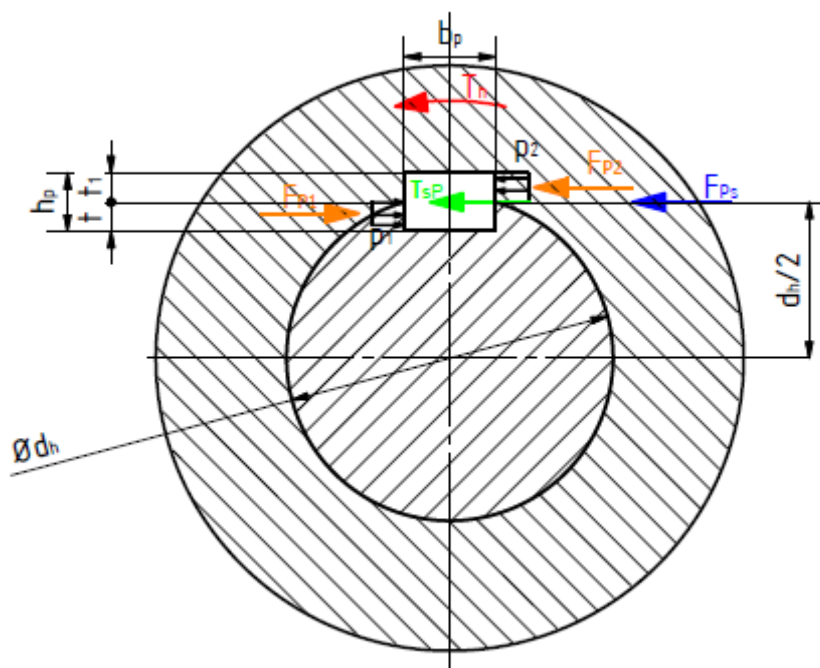
$$F_{P2BB} = \frac{T_2}{\frac{d_{hBB}}{2} + \frac{t_{1BB}}{2}} = \frac{259912}{\frac{55}{2} + \frac{3,8}{2}} = 8841N \quad (6.74)$$

Tlak v průřezu B-B:

$$p_{2BB} = \frac{F_{P2BB}}{(l_{BB} - b_{BB}) \cdot t_{1BB}} = \frac{8841}{(45 - 16) \cdot 3,8} = 80MPa \quad (6.75)$$

Bezpečnost proti otlačení v průřezu B-B:

$$k_{ppBB} = \frac{p_{D2}}{p_{2BB}} = \frac{125}{80} = 1,56 \quad (6.76)$$



Obr. 6.10 Namáhání těsných per

Smykové napětí:

$$\tau_{SPBB} = \frac{F_{PSBB}}{l_{BB} \cdot b_{BB}} = \frac{\frac{T_2}{d_{hBB}}}{l_{BB} \cdot b_{BB}} = \frac{\frac{259912}{55}}{45 \cdot 16} = 13 \text{ MPa} \quad (6.77)$$

Bezpečnost ve smyku:

$$k_{P\tau BB} = \frac{\tau_{DP}}{\tau_{SPBB}} = \frac{30}{13} = 2,31 \quad (6.78)$$

V Tab. 6.8 jsou hodnoty vypočítané ze vztahů (6.74) - (6.78) pro obě pera.

Tab. 6.8 Namáhání a bezpečnosti těsných per

Průřez	F_{P2}	p_2	k_{Pp}	τ_{SP}	$k_{P\tau}$
B-B	8841	80	1,58	13	2,31
C-C	10718	63	1,98	13	2,31

6.5 Výpočet trvanlivosti ložisek

Hřídel je uložena v soudečkových ložiscích 22209 firmy SKF, které mají následující parametry [18]:

Tab 6.9 Parametry soudečkového ložiska 22209

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	P _u [kN]
45	85	23	102	98	10,8

Výsledné reakce v ložiscích po zahrnutí dynamického součinitele K_A jsou patrné z následujících vztahů.

$$R_{VA} = K_A \cdot R_{AY} = 1,5 \cdot 4165 = 6248N \quad (6.79)$$

$$R_{VB} = K_A \cdot R_{BY} = 1,5 \cdot 4397 = 6596N \quad (6.80)$$

Protože je zatížení ložisek pouze v radiálním směru, dle [19] bude výsledné ekvivalentní zatížení:

$$P_A = R_{VA} = 6248N \quad (6.81)$$

$$P_B = R_{VB} = 6596N \quad (6.82)$$

Protože ekvivalentní zatížení ložiska je vyšší pro ložisko B, provedl jsem kontrolní výpočet pouze pro toto ložisko. Ložisko A bude mít životnost vyšší.

Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{102000}{6596} \right)^{\frac{10}{3}} = 9413 \text{ mil.ot.} \quad (6.83)$$

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 19,03} \cdot 9413 = 8244001h \quad (6.84)$$

Střední průměr ložiska:

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{45 + 85}{2} = 65mm \quad (6.85)$$

Dle literatury [19] je potřebná viskozita maziva $\nu = 480mm^2 / s$

zvolil jsem tedy mazivo třídy ISO VG 460 s kinematickou viskozitou $\nu_1 = 460mm^2 / s$
a viskozitní poměr bude tedy:

$$\kappa = \frac{\nu_1}{\nu} = \frac{460}{480} = 0,96 \quad (6.86)$$

Součinitel znečištění:

$$\eta_c = \frac{P_U}{P_B} = \frac{10800}{6596} = 1,64 \quad (6.87)$$

součinitel $a_{SKF} = 1,4$ [19]

A výsledná životnost ložiska podle standardu SKF:

$$L_{10nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 1,4 \cdot 9413 = 13178 \text{ mil.ot.} \quad (6.88)$$

Výsledná životnost ložiska podle standardu SKF v hodinách:

$$L_{10nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 19,03} \cdot 13189 = 11541426 \text{ h} \quad (6.89)$$

Životnost ložisek vyšla velice vysoká a tudíž se předpokládá, že ložiska se za celou dobu chodu zařízení nebudou muset měnit.

6.6 Hlavní nosná konstrukce

Hlavní nosnou konstrukci tvoří dva U profily svařené kolmo na základovém U profilu, na který jsou dále přivařeny profily sloužící jako opěrné nohy zajišťující stabilitu celého zařízení.

6.6.1 Profily namáhané vzpěrem/tlakem a ohybem

Svislé profily nosné konstrukce jsou namáhány na tlak/vzpěr a ohyb. Dle [3] se výpočet provede obdobně jako při kontrole nosníku na vzpěr, jen se nekontroluje štíhlost, nýbrž se zahrnutím součinitele vzpěrnosti příslušný tlak. Materiál je ocel 11 523, $R_e = 333 \text{ MPa}$

Minimální kvadratický poloměr průřezové plochy [3]:

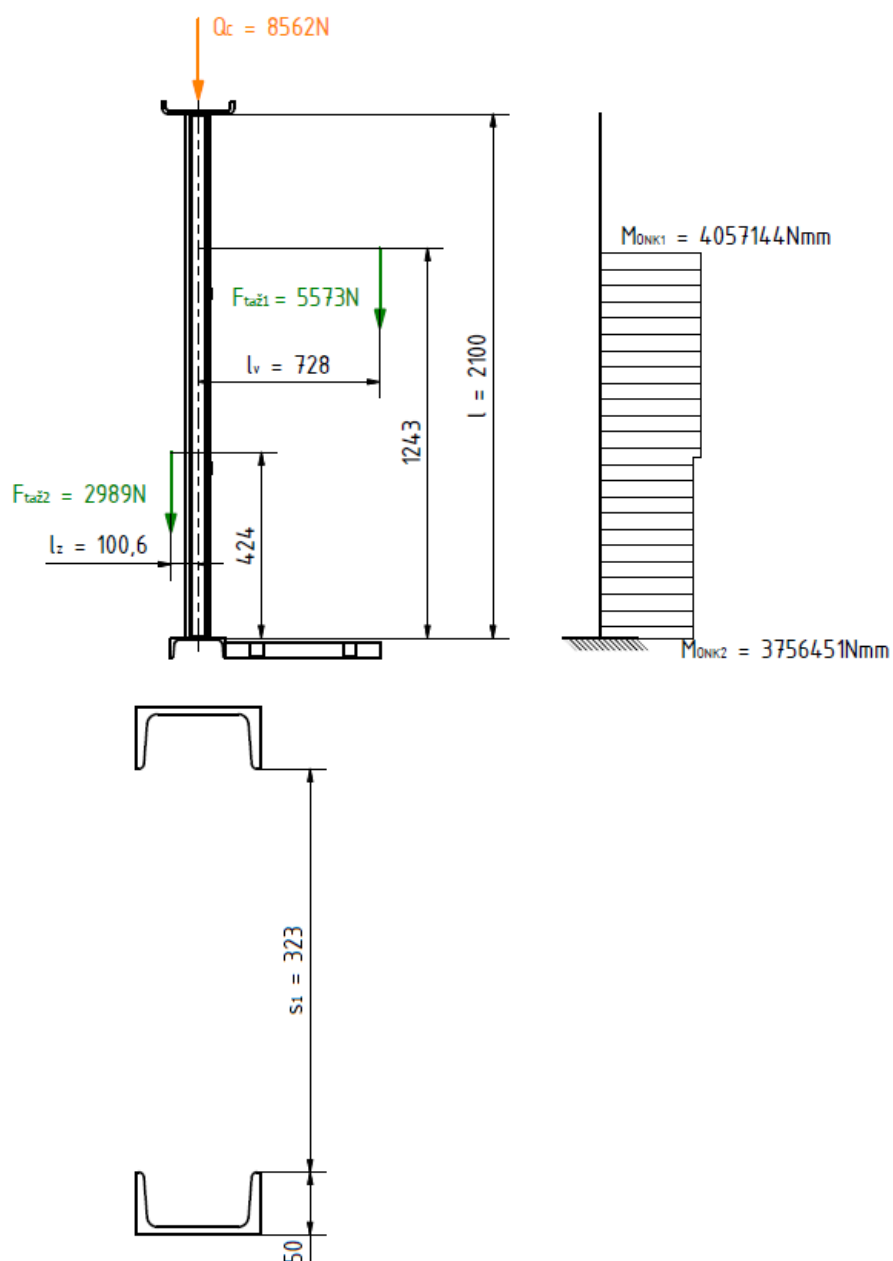
$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{293000}{1350}} = 14,73 \text{ mm} \quad (6.90)$$

Maximální stíhlost: [3]

$$\lambda_{\max} = \frac{l}{i_{\min}} = \frac{2100}{14,73} = 142,57 \Rightarrow c_{\max} = 4,04 [3] \quad (6.91)$$

Největší tlakové napětí se zahrnutím součinitele vzpěrnosti: [3]

$$\sigma_{d\max} = \frac{Q_c}{S_v} \cdot c_{\max} = \frac{8562}{1350} \cdot 4,04 = 26 \text{ MPa} \quad (6.92)$$



Obr. 6.11 Namáhání svislých nosníků nosné konstrukce

Statická bezpečnost v tlaku:

$$k_{\sigma l} = \frac{R_{epv}}{\sigma_{\max}} = \frac{333}{27,3} = 12 \quad (6.93)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{ONK} = 2 \cdot W_{OXU100} = 2 \cdot 41200 = 82400 \text{ mm}^3 \quad (6.94)$$

Ohybová napětí :

$$\sigma_{O1NK} = \frac{F_{taž1} \cdot l_O}{W_{ONK}} = \frac{5573 \cdot 728}{463509} = 9MPa \quad (6.95)$$

$$\sigma_{O2NK} = \frac{F_{taž1} \cdot l_O - F_{taž2} \cdot l_Z}{W_{ONK}} = \frac{5573 \cdot 728 - 2989 \cdot 100,6}{463509} = 8MPa \quad (6.96)$$

Maximální napětí:

$$\sigma_{MAXNK} = \sigma_{dMAX} + \sigma_{O1NK} = 9 + 8 = 17MPa \quad (6.97)$$

Statická bezpečnost vůči maximálnímu napětí:

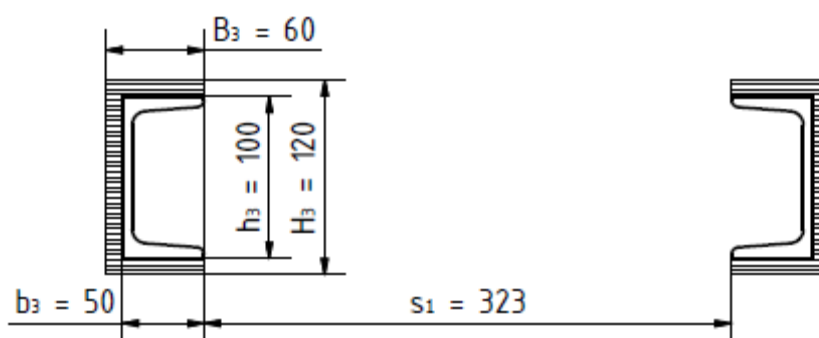
$$k_{SNK} = \frac{R_{eNK}}{\sigma_{MAXNK}} = \frac{333}{17} = 19,59 \quad (6.98)$$

Výsledná statická bezpečnost vyšla poněkud vysoká, jelikož jde o zdvižné zařízení, je nutné nosnou konstrukci značně předimenzovat kvůli bezpečnosti obsluhy.

6.6.2 Kontrola svarů

Na hlavní nosné konstrukci jsou nejvíce namáhány svary, které spojují svislé profily se základovým a dále svary připojující opěrné nohy k základovému profilu.

6.6.2.1 Svary připojující svislou část k U



Obr. 6.12 Pohled na svar připojující svislé nosníky k základovému U profilu

Modul průřezu svaru v ohybu:

$$W_{SVNK1} = \frac{I_{SVNK1}}{\frac{s_1}{2} + B_3} = \frac{170304567}{\frac{323}{2} + 60} = 768869mm^3 \quad (6.99)$$

Kvadratický moment plochy svaru [6]:

$$I_{SVNK1} = 2 \cdot \left[\frac{B_3 \cdot H_3^3 - b_3 \cdot h_3^3}{12} + (B_3 \cdot H_3 - b_3 \cdot h_3) \cdot \left(\frac{s_1 + B_3}{2} \right)^2 \right] =$$

$$2 \cdot \left[\frac{60 \cdot 120^3 - 50 \cdot 100^3}{12} + (60 \cdot 120 - 50 \cdot 100) \cdot \left(\frac{323 + 60}{2} \right)^2 \right] = 170304567 \text{ mm}^4 \quad (6.100)$$

Kolmá složka napětí svaru od ohybového momentu:

$$\sigma_{\perp SVNK1} = \frac{M_{ONK1}}{W_{SVNK1}} = \frac{3756451}{768869} = 4,89 \text{ MPa} \quad (6.101)$$

Kolmá složka napětí od tlakové síly:

$$\sigma_{\perp 2SVNK1} = \frac{Q_C}{S_{SVNK1}} = \frac{8562}{2 \cdot (B_3 \cdot H_3 - b_3 \cdot h_3)} = \frac{8562}{2 \cdot (60 \cdot 120 - 50 \cdot 100)} = 1,95 \text{ MPa} \quad (6.102)$$

Výsledné kolmé napětí se zahrnutím převodního součinitele k_3 [7] pro stejnou pevnost svaru jako svařovaných materiálů:

$$\sigma_{\perp SVNK1} = \frac{\sigma_{\perp 1SVNK} + \sigma_{\perp 2SVNK}}{k_3} = \frac{4,89 + 1,95}{0,75} = 9,12 \text{ MPa} \quad (6.103)$$

Statická bezpečnost:

$$k_{SSV NK1} = \beta \cdot \frac{R_{eSVNK} \cdot k_3}{\sigma_{\perp SVNK1}} = 1 \cdot \frac{333 \cdot 0,75}{9,12} = 27,38 \quad (6.104)$$

6.6.2.2 Svary připojující konstrukci k opěrným nohám

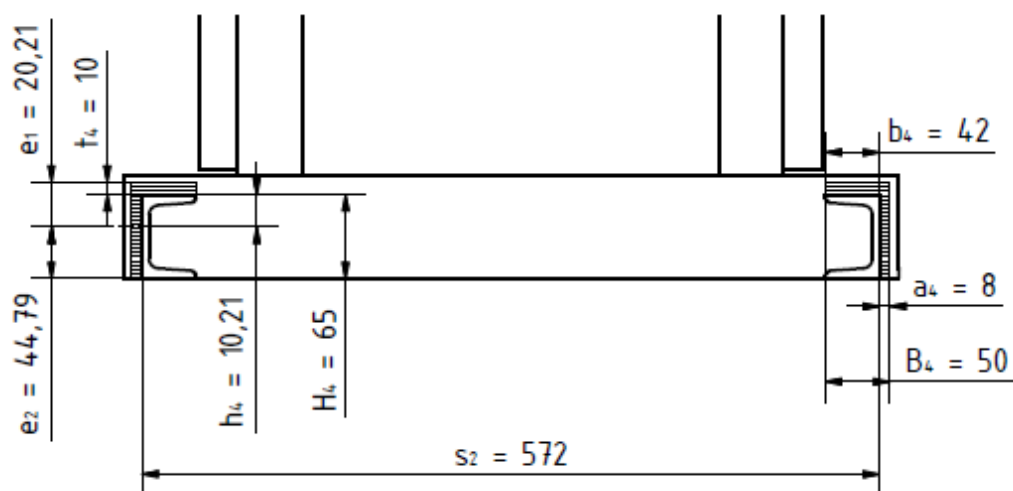
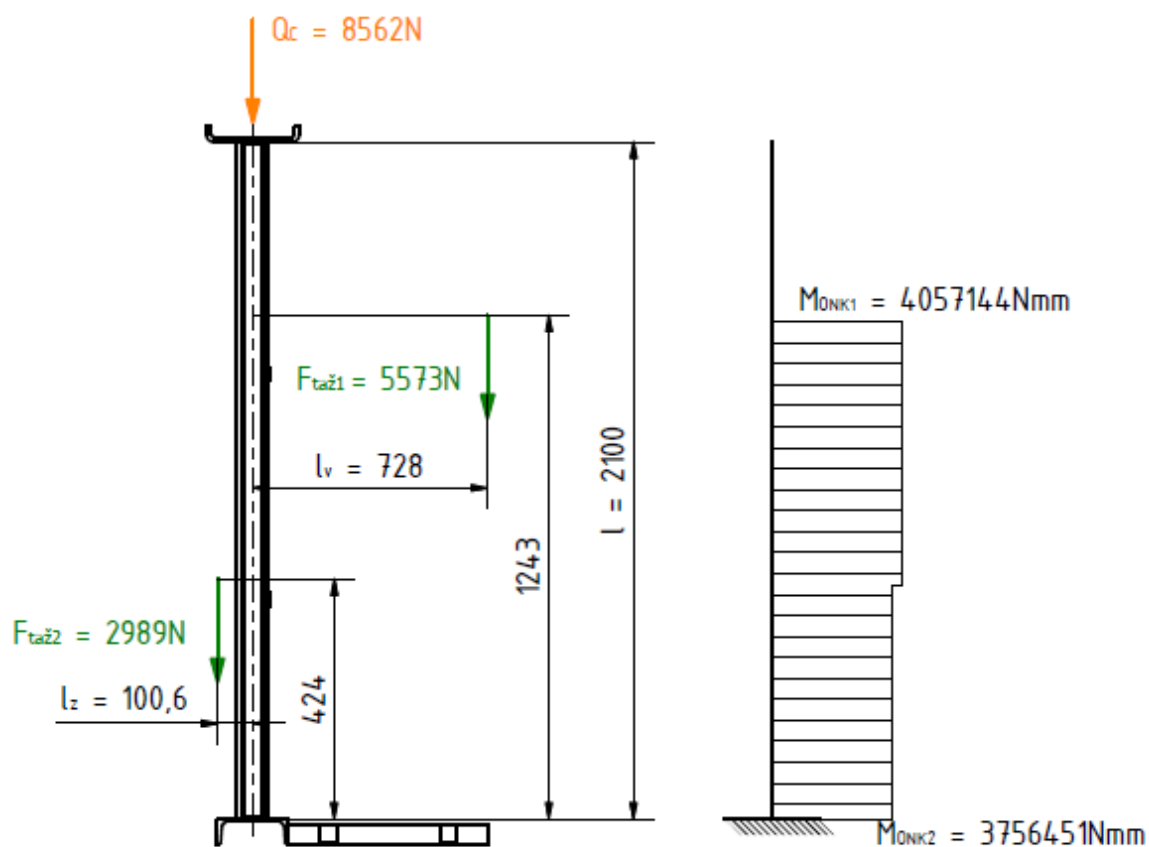
Rozměrové parametry svaru opěrných noh jsou uvedeny v Tab. 6.10. Byly vypočítány z výše uvedených vztahů (6.9, 6.10, 6.99) a níže uvedených (6.106, 6.107)

Tab. 6.10 Rozměrové parametry svaru opěrných noh

e_1 [mm]	e_2 [mm]	I_{1SV} [mm ⁴]	I_{SVNK} [mm ⁴]	W_{SVNK} [mm ³]
20,21	44,79	362291	158832582	540247

Ohybový moment:

$$M_{ONK2} = 5573 \cdot 728 - 2989 \cdot 100,6 = 3756451 \text{ Nmm} \quad (6.105)$$



Obr. 6.13 - Namáhání svarů opěrných noh

Kvadratický moment plochy svaru:

$$I_{\text{SVNK2}} = 2 \cdot \left[I_{\text{1SV}} + (a_4 \cdot H_4 + b_4 \cdot t_4) \cdot \left(\frac{s_2 + a_4}{2} \right)^2 \right] =$$

$$= 2 \cdot \left[362291 + (8 \cdot 65 + 42 \cdot 10) \cdot \left(\frac{572 + 8}{2} \right)^2 \right] = 158832582 \text{ mm}^4 \quad (6.106)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{SVNK2} = \frac{I_{SVNK2}}{\frac{s_2}{2} + a_4} = \frac{158832582}{\frac{572}{2} + 8} = 540247 \text{ mm}^3 \quad (6.107)$$

Kolmé napětí od ohybového momentu:

$$\sigma_{\perp SVNK2} = \frac{M_{OSV NK2}}{W_{SVNK2}} = \frac{3715683}{540247} = 6,87 \text{ MPa} \quad (6.108)$$

Statická bezpečnost svaru:

$$k_{SSV NK2} = \beta \cdot \frac{R_{eSV NK} \cdot k_3}{\sigma_{\perp SVNK2}} = 1 \cdot \frac{333 \cdot 0,75}{6,87} = 36,35 \quad (6.109)$$

Bezpečnost těchto svarů vyšla vysoká. Z důvodu obtížného vyjádření a pouze zjednodušeného uvažování silového namáhání těchto svarů je tato vysoká bezpečnost oprávněna.

7 ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem řešil konstrukční návrh vertikálního zdvižného zařízení s tažným řemenem dle zadaných parametrů. Moje práce se skládá z pěti základních částí.

V první části jsem si stanovil na základě zadání cíle, kterých jsem chtěl dosáhnout. Cíle se mi úspěšně podařilo splnit.

V další části jsem uvedl stručný přehled současně používaných zvedacích zařízení a rozdělil jsem je do dílčích skupin podle různých kritérií.

Následující část je popis mnou zvolené konstrukce, kde jsem názorně představil konstrukci navrhovaného zařízení. Také jsem v této části provedl rozbor silového působení na nejdůležitější části zdvižného zařízení.

Dále jsem navázal na silové rozbor nejdůležitějších částí navrhovaného zvedacího zařízení a provedl jsem pevnostní výpočty, kde cílem bylo zjistit především hodnotu bezpečnosti namáhaného místa. Také jsem navrhl pohon realizovaný elektromotorem s třístupňovou planetovou převodovkou a zkontroloval životnost ložisek.

Navržené zdvižné zařízení splňuje požadované podmínky v zadání. Velice cennou zkušeností pro mě byl výpočet ozubeného řemene, který se dnes velice často používá jednak jako tažný prvek a v některých případech začíná vytlačovat řetězové převody.

PODĚKOVÁNÍ

Závěrem bych chtěl poděkovat vedoucímu této bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za ochotné vedení a poskytnutí zdrojů .

POUŽITÝ SOFTWARE

Autodesk Inventor 2011

MITCalc demo verze

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] BOHÁČEK, František; a kolektiv. *Části a mechanismy strojů II, hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vyd. Brno: VUT, 1983. 214 s. ISBN 55-565-83.

[2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení 1. spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.

[3] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef; a kolektiv. *Části strojů 1*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-00046-7.

[4] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef; a kolektiv. *Části strojů 2*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1990. 712 s. ISBN 80-03-00426-8.

[5] MORAVEC, Vladimír; HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

[6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Praha: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

[7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8

[8] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.

[9] FOJTEK, Alois; FOUKAL, Jaroslav. *Tabulky vybraných fyzikálních a technických veličin*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992. 115 s. ISBN 80-7078-149-1.

[10] WINKEL: *Katalog*. Illingen: Winkel GmbH.

- [11] WINKEL: *Výpočet zatížení kladek* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <<http://www.winkel.de/cz/vyroby/komponenten/kombinovane-kladky/vypocet-zatizeni-kladek/>>
- [12] Kaláb, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>>
- [13] TPUB: *Coefficient of friction* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <http://www.tpub.com/content/UFC2/ufc_4_152_01/ufc_4_152_010141.htm>
- [14] VULKAN: *Flexomax G* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <<http://www.tyma.cz/files/spojky/flexomax.pdf>>
- [15] ELMORE: *Low backflash planetary gear reducers* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <<http://www.elmore.de/index.php?id=0000000280>>
- [16] SIEMENS: *Trojfázové asynchronní motory nakrátko, zavřené 1LA7* [online]. [cit. 2011-05-11]. URL: <<http://elprim.cz/>>
- [17] GATES: *Long length design manual* [e-mail]. [cit. 2011-05-11] URL: <<http://www.haberkorn.cz/>>
- [18] SKF: *Soudečková ložiska*. [online]. [cit. 2011-05-11] URL : <<http://www.skf.com>>
- [19] SKF: *Určení velikosti ložiska*. [online]. [cit. 2011-05-11] URL: <<http://www.skf.com>>
- [20] SKF: *Ložisková tělesa*. [online]. [cit. 2011-05-11] URL: <<http://www.skf.com>>

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy HAV415 - BP - 00

Výrobní výkres hřídele HAV415 - BP - 04

Elektronická verze bakalářské práce na CD